

École doctorale n° 432 : « Sciences des Métiers de l'Ingénieur »

**Doctorat ParisTech**

**T H È S E**

pour obtenir le grade de docteur délivré par

**l'École nationale supérieure des mines de Paris**

**Spécialité “ Energétique ”**

*présentée et soutenue publiquement par*

**Cong-Toan TRAN**

le 31 novembre 2012

## **Méthodes de mesure in situ des performances annuelles des pompes à chaleur air/air résidentielles**

Directeur de thèse : **Dominique MARCHIO**  
Co-encadrement de la thèse : **Philippe RIVIERE**

### **Jury**

**M. Jocelyn BONJOUR**, Professeur, INSA-Lyon, Université de Lyon 1  
**M. Christophe MARVILLET**, Professeur, CNAM  
**Mme. Christine ARZANO-DAURELLE**, Docteur, EDF R&D  
**M. Vincent LEMORT**, Professeur assistant, Université de Liège  
**M. Dominique MARCHIO**, Professeur, MINES ParisTech  
**M. Philippe RIVIERE**, Docteur, MINES ParisTech

Rapporteur  
Rapporteur  
Examineur  
Examineur  
Examineur  
Examineur



## Avant-propos

Je désire remercier Monsieur Dominique MARCHIO, professeur à Mines ParisTech et Monsieur Philippe RIVIERE, responsable de projet au Centre Energétique de Procédés (CEP), pour leur encadrement, leur suivi et leurs conseils de tous les instants.

Ma reconnaissance s'adresse également à mes responsables à EDF R&D Christine ARZANO-DAURELLE, Michel COEVOET et aussi Pascal DALICIEUX pour leur confiance et leur implication, ce qui a joué un rôle majeur pour le bon déroulement de ma thèse.

Je suis honoré par la présence de Monsieur Jocelyn BONJOUR, professeur à l'INSA-Lyon et Monsieur Christophe MARVILLET, professeur au CNAM, qui ont accepté d'être rapporteurs de ce mémoire. Je remercie également Madame Christine ARZANO-DAURELLE, ingénieur de recherche à EDF R&D, Monsieur Vincent LEMORT, professeur assistant à l'université de Liège, d'avoir accepté d'être membres du jury.

Je tiens à remercier les nombreuses personnes avec qui j'ai pu travailler durant ma thèse, et tout particulièrement Bernard HORBER, Cédric TEUILLIERES et David WISZNIEWSKI pour leur soutien technique indispensable. Je souhaite également associer à ces remerciements les personnes du laboratoire Climatron EDF R&D pour leur aide précieuse.

Je voudrais faire part de mes remerciements et amitiés à toute l'équipe Pompe à chaleur, EDF R&D et aux membres du CEP pour leur accueil chaleureux. Je n'oublie pas mes amis qui m'ont toujours soutenu et encouragé dans la bonne humeur.

Enfin, je remercie tous les membres de ma famille, au Vietnam et en France, pour leur soutien moral; qu'ils sachent que je les aime profondément.



# Sommaire

<b>INTRODUCTION GENERALE.....</b>	<b>1</b>
-----------------------------------	----------

<b>CHAPITRE 1 POMPES A CHALEUR AIR / AIR : CARACTERISTIQUES TECHNIQUES.</b>	<b>5</b>
---	----------

<b>1.1 Cycle thermodynamique.....</b>	<b>6</b>
1.1.1 Le principe .....	6
1.1.2 Mode refroidissement - Fonctionnement réversible .....	7
1.1.3 Composants du circuit frigorifique .....	7
1.1.4 Diagramme enthalpique .....	11
1.1.5 Différentes technologies .....	12
<b>1.2 Mode de givrage-dégivrage .....</b>	<b>16</b>
1.2.1 Le phénomène de givrage .....	16
1.2.2 Méthodes de dégivrage.....	16
1.2.3 Dégivrage par inversion du cycle.....	17
1.2.4 Conditions d'apparition du givre .....	20
1.2.5 Chute de performance.....	21
<b>1.3 Différentes configurations de PAC air/air .....</b>	<b>22</b>
1.3.1 Bi bloc ou Split ou mono-split.....	22
1.3.2 Multi-split .....	23
1.3.3 DRV ou VRF ou VRV .....	24
1.3.4 Différents types d'unités intérieures.....	26
<b>1.4 Conclusion .....</b>	<b>28</b>

<b>CHAPITRE 2 MOYENS UTILISABLES POUR MESURER LA PERFORMANCE SAISONNIERE D'UNE PAC AIR/AIR.....</b>	<b>31</b>
---	-----------

<b>2.1 Mesure de débit aéraulique.....</b>	<b>32</b>
2.1.1 Anémomètre à fil chaud .....	32
2.1.2 Tube de Pitot .....	37
2.1.3 Conclusion .....	39
<b>2.2 Mesures de débit du fluide frigorigène .....</b>	<b>40</b>
2.2.1 Le débitmètre massique à effet de Coriolis.....	40
2.2.2 Débitmètre volumique à ultrasons : type temps de transit .....	43
2.2.3 Débitmètre volumique à ultrasons : type Doppler .....	49
2.2.4 Conclusion .....	51

<b>2.3</b>	<b>Mesure de pression .....</b>	<b>52</b>
2.3.1	Principe de fonctionnement .....	52
2.3.2	Les caractéristiques .....	54
<b>2.4</b>	<b>Mesure de température .....</b>	<b>55</b>
2.4.1	Thermomètre à résistance type Pt100 .....	56
2.4.2	Thermocouple .....	57
2.4.3	Principe de mesure .....	58
2.4.4	Précision du mesurage de température par contact .....	58
2.4.5	Conclusion .....	60
<b>2.5</b>	<b>Mesure d'hygrométrie .....</b>	<b>61</b>
2.5.1	Notions de base .....	61
2.5.2	Hygromètres .....	62
2.5.3	Conclusion .....	65
<b>2.6</b>	<b>Choix de moyens de mesure .....</b>	<b>65</b>

## **CHAPITRE 3 METHODES DE MESURE DES COEFFICIENTS DE PERFORMANCE SAISONNIERS D'UNE PAC AIR/AIR..... 67**

<b>3.1</b>	<b>COP saisonnier .....</b>	<b>68</b>
<b>3.2</b>	<b>Méthodes internes .....</b>	<b>69</b>
3.2.1	Débit du fluide frigorigène .....	69
3.2.2	Variation d'enthalpie du fluide au condenseur .....	71
3.2.3	Détermination du titre de vapeur .....	72
3.2.4	Mesure non-intrusive de la pression .....	75
3.2.5	Méthodes internes en mode refroidissement .....	76
<b>3.3</b>	<b>Méthodes externes .....</b>	<b>76</b>
3.3.1	Débit d'air .....	77
3.3.2	Variation des enthalpies de l'air .....	78
3.3.3	Méthodes externes en mode refroidissement .....	78
<b>3.4</b>	<b>Les méthodes les plus prometteuses .....</b>	<b>79</b>
<b>3.5</b>	<b>Conclusion .....</b>	<b>91</b>

## **CHAPITRE 4 METHODE DE REFERENCE POUR LA MESURE DES PERFORMANCES D'UNE PAC AIR/AIR..... 93**

<b>4.1</b>	<b>Principe de la méthode de référence .....</b>	<b>94</b>
4.1.1	Mesures nécessaires .....	94
4.1.2	Concentration d'huile .....	95
4.1.3	Corrélations de taux de vide .....	95
<b>4.2</b>	<b>Validation expérimentale .....</b>	<b>96</b>
<b>4.3</b>	<b>Conclusion .....</b>	<b>115</b>

<b>CHAPITRE 5</b>	<b>METHODES IN SITU POUR LA MESURE DES PERFORMANCES D'UNE</b>	
<b>PAC AIR/AIR</b>		<b>117</b>
<b>5.1</b>	<b>Principe de la « méthode interne in situ »</b>	<b>118</b>
5.1.1	Variation des enthalpies au condenseur	118
5.1.2	Débit du fluide frigorigène	119
<b>5.2</b>	<b>Principe de la « méthode externe in situ »</b>	<b>120</b>
5.2.1	Débit volume de l'air	120
5.2.2	Variation des enthalpies	121
<b>5.3</b>	<b>Validation expérimentale</b>	<b>122</b>
5.3.1	Mesures « étalon »	123
5.3.2	Résultats expérimentaux	124
<b>5.4</b>	<b>Conclusion</b>	<b>148</b>
<b>CONCLUSIONS – PERSPECTIVES</b>		<b>151</b>
<b>ANNEXE A</b>	<b>PRINCIPE DE MESURE DU DEBITMETRE A EFFET CORIOLIS</b>	<b>153</b>
<b>ANNEXE B</b>	<b>DETERMINATION DU TITRE DE VAPEUR D'UN FLUIDE FRIGORIGENE</b>	
<b>DIPHASIQUE</b>		<b>159</b>
<b>ANNEXE C</b>	<b>CALCULS D'INCERTITUDE AVEC LE CHAOS POLYNOMIAL</b>	<b>163</b>
<b>RÉFÉRENCES</b>		<b>173</b>





# INTRODUCTION GENERALE

## Positionnement du sujet

Les pompes à chaleur (PAC) air/air souffrent d'une très mauvaise image auprès des pouvoirs publics français ce qui leur a valu d'être éliminées du crédit d'impôt en 2009. Cette mauvaise image peut être imputable aux retours d'expérience quasi inexistantes de la performance saisonnière de ces matériels en fonctionnement in situ.

Ce travail de thèse consiste donc à déterminer au moins une méthode de mesure in situ du coefficient de performance (COP) saisonnier pour une PAC de type air/air pour le secteur résidentiel.

L'apport de ce travail permettra d'afficher la performance des pompes à chaleur air/air résidentielles, ce qui pourrait modifier favorablement l'opinion des pouvoirs publics en France vis à vis de cette technique, et influencer significativement le marché des PAC air/air, du moins si les mesures in situ du COP saisonnier confirment les bonnes valeurs de COP saisonniers normatifs mesurés sur les PAC air/air du marché.

La thèse contribue fortement au projet européen SEPOMO<sup>1</sup> auquel participent plusieurs centres de recherche et organisations s'intéressant aux énergies renouvelables. Cette thèse contribue également au projet GEHP<sup>2</sup> dans le contexte d'une collaboration entre EDISON et EDF R&D. Enfin, ce travail s'inscrit dans un contexte plus global lié à la Directive Européenne 2009/28/CE de Décembre 2008 sur les énergies renouvelables dont les pompes à chaleur font partie. En effet, la part des énergies renouvelables produite par les pompes à chaleur est calculée à partir du coefficient de performance saisonnier. Il est donc important de bien connaître ce facteur.

## Problématique

En France, le marché des PAC se développe car la performance des PAC est en principe plus élevée que celle des systèmes de chauffage conventionnels.

On dispose actuellement, pour les pompes à chaleur air/air, de données sur le COP provenant de tests en laboratoire dans les conditions normatives (EN14511 2008). Ces données peuvent être considérées comme fiables et un certain nombre de produits affichent des coefficients de performance satisfaisants. Par contre, certains essais in situ font état de COP saisonniers éloignés du COP nominal affiché par les constructeurs. La validité de ces mesures reste à établir. Mais dans tous les cas, la performance réelle du système installé ne dépend pas seulement de l'efficacité « intrinsèque » de la PAC mais également des conditions climatiques, du besoin de chaleur (température de confort souhaitée, niveau d'isolation du bâtiment), de la qualité d'installation des appareils et des réglages qui sont réalisés. Enfin, la performance peut se dégrader au fil des années d'utilisation en l'absence de maintenance appropriée.

---

<sup>1</sup> SEasonal PErformance factor and MOnitoring for heat pump systems in the building sector, [www.sepemo.eu](http://www.sepemo.eu)

<sup>2</sup> Gas Engine Heat Pump: en anglais, pompe à chaleur à moteur à compression de vapeur à moteur entraîné par moteur à combustion interne fonctionnant au gaz naturel.

Il est relativement facile de mesurer in situ la performance saisonnière des pompes à chaleur eau/eau ou air/eau via une mesure des énergies fournies au circuit d'eau de chauffage ou d'eau chaude sanitaire. En revanche, on ne dispose pas, pour les pompes à chaleur air/air<sup>3</sup>, de méthode in situ fiable et simple permettant de déterminer le coefficient de performance saisonnier. Ceci est dû à la difficulté de mesurer la chaleur cédée à l'air pendant une longue période.

## Objectif de la thèse

Il y a difficulté à mesurer la performance saisonnière des PAC air/air résidentielles. La thèse consiste à proposer une méthode in situ (ou plusieurs) permettant de mesurer la performance saisonnière des PAC air/air résidentielles. Ces méthodes doivent répondre aux besoins suivants :

- Intégrable chez le client : les méthodes peuvent être utilisées in situ pour un test de longue durée tout en limitant les contraintes de confort du point de vue du client (confort thermique inchangé, impact visuel minimum, encombrement des appareils de mesure limité, pas d'interventions fréquentes d'un opérateur...).
- Fiabilité : les méthodes donnent des résultats avec des incertitudes maîtrisées et minimisées, y compris dans les régimes transitoires.
- Simplicité : l'installation des instruments doit être simple et la plus rapide possible chez le client.
- Adaptabilité : les méthodes sont adaptées aux différentes technologies de pompes à chaleur air/air (régulation de puissance par cyclage du compresseur, régulation de puissance par variation de la fréquence de rotation du compresseur,...) et aux différents modes de fonctionnement (chauffage, refroidissement, dégivrage).

## Méthodologie

Les méthodes de mesure de la performance saisonnière de la PAC air/air sont classées en deux catégories : les méthodes « internes » et les méthodes « externes ».

Les méthodes « externes » supposent des mesures sur l'air. En effet, il faut pouvoir mesurer la température et le débit de l'air au niveau des batteries frigorigène/air de la PAC.

Les méthodes « internes » sont basées sur les mesures du fluide frigorigène. Elles sont en général intrusives car elles exigent d'intervenir sur le circuit frigorifique pour mesurer les propriétés du fluide frigorigène. Cela peut modifier les performances et surtout elles sont a priori difficiles à mettre en place chez l'utilisateur. Il existe cependant des méthodes « internes » que l'on nomme ici « extrusives » pour lesquelles les propriétés du fluide sont mesurées indirectement via des mesures externes. Ces méthodes sont donc mieux adaptées aux conditions in situ.

A terme, il est donc prévu d'appliquer des méthodes « externes » ou « internes extrusives » (mesure indirecte des propriétés du fluide frigorigène). Cependant, pour une campagne de mesure chez le client de longue durée, la fiabilité des méthodes « externes » et des méthodes « internes extrusives »

---

<sup>3</sup> Comme discuté par la suite dans le premier chapitre, on distingue deux principaux types techniques de pompes à chaleur air/air résidentielles, les PAC gainées, délivrant l'air chaud sur un réseau aéraulique, et les PAC non gainées, de type split mural ou en allège. Le problème de mesure se pose pour les PAC non gainées, qui représentent la majeure partie du marché des pompes à chaleur air/air en France.

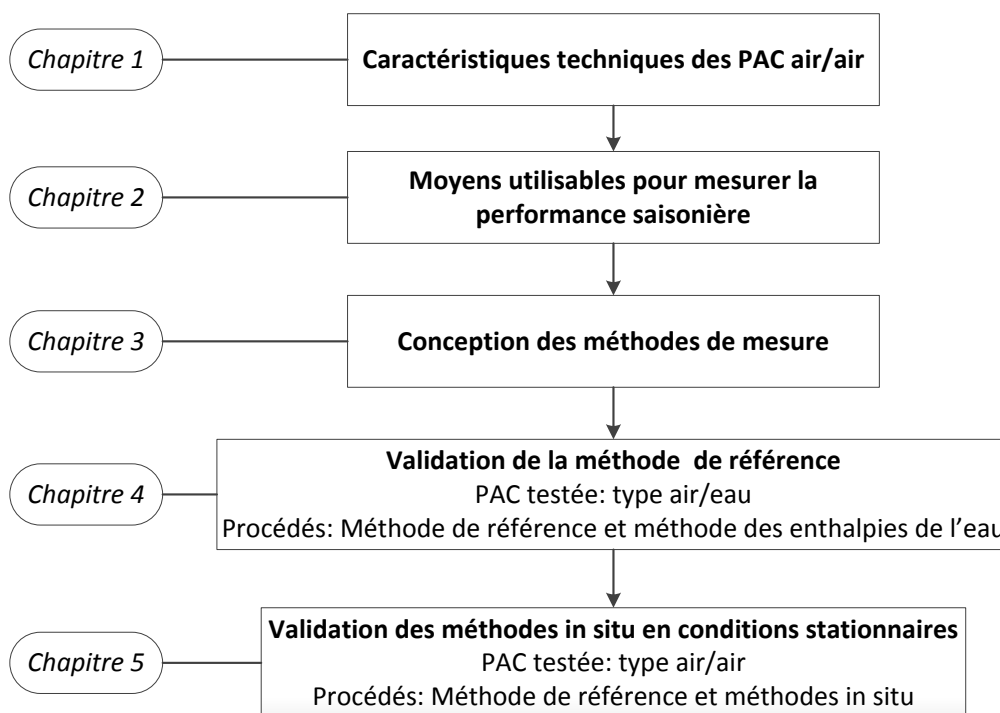
n'est pas connue et leur précision est difficile à estimer, faute de méthode de référence. Il faut donc préalablement définir une méthode de référence. Cette dernière n'est pas forcément adaptée aux conditions in situ du point de vue de l'instrumentation ; elle vise uniquement à valider les méthodes in situ potentielles.

Une méthode « interne intrusive » semble appropriée pour cet objectif, car précise pour toutes conditions de fonctionnement (régimes dynamiques, conditions à faible charge, celle de quantité du fluide non conforme...), qui sont forcément rencontrées en conditions in situ. Il faut noter que la méthode des chambres calorimétriques<sup>4</sup> proposée dans la norme (EN14511 2008) n'est pas adaptée à notre besoin, car elle ne peut a priori fonctionner qu'en régime stationnaire.

La méthode « interne intrusive » doit elle aussi être mise au point et validée. Cette méthode sera donc tout d'abord testée sur une PAC air/eau pour laquelle on peut comparer les résultats de mesure avec ceux donnés par la méthode enthalpique sur l'eau, dont la fiabilité est connue. Cette phase de validation de la méthode « interne intrusive » sera réalisée en laboratoire.

Finalement, un juste compromis simplicité - précision permettra de comparer les méthodes in situ basées sur des mesures sur l'air et « internes extrusives » (mesure indirecte des propriétés du fluide frigorigène). Ces méthodes doivent ensuite être testées sur une PAC air/air en utilisant la méthode « interne intrusive » comme référence. Cette phase de validation peut être réalisée en laboratoire dans des conditions similaires à celles observées in situ.

## Plan de la thèse



La thèse vise à déterminer des méthodes de mesure des COP saisonniers des PAC air/air. Elle s'articule en cinq parties.

<sup>4</sup> Avec cette méthode, la pompe à chaleur est installée dans les cellules isolées, dites chambres calorimétriques qui permettent de déterminer les puissances cédées (ou absorbées) par la pompe à chaleur.

Dans le **premier chapitre**, les PAC air/air sont décrites techniquement, en vue de concevoir des méthodes de mesure de performances adaptées et de choisir une PAC représentative sur laquelle tester ces méthodes.

Le **deuxième chapitre** est une étude bibliographique des appareils de mesure existants adaptés aux besoins des méthodes de mesure de référence et in situ.

Dans le **troisième chapitre**, les méthodes de mesure sont élaborées, et notamment une méthode « interne intrusive », nommée méthode de référence, et des méthodes envisagées pour une utilisation en conditions in situ.

La validation expérimentale de la méthode de référence est le sujet du **quatrième chapitre**. Cette méthode est testée sur une PAC air/eau et la méthode des enthalpies sur l'eau est utilisée comme mesure étalon, en régimes de fonctionnement stationnaire et dynamique.

Enfin, le **cinquième chapitre** porte sur la validation expérimentale de deux méthodes in situ en conditions stationnaires par l'application simultanée de ces deux méthodes et de la méthode de référence sur une PAC air/air.

## **Chapitre 1**

### **POMPES A CHALEUR AIR / AIR : CARACTERISTIQUES TECHNIQUES**

---

## 1.1 Cycle thermodynamique

### 1.1.1 Le principe

Une pompe à chaleur (PAC) est un dispositif thermodynamique permettant de transférer la chaleur du milieu le plus froid (en le refroidissant) vers le milieu le plus chaud (en le réchauffant), alors que, naturellement, la chaleur va du milieu le plus chaud vers le milieu le plus froid jusqu'à l'équilibre des températures.

L'apport d'énergie nécessaire à ce transfert peut être soit de forme mécanique et le cycle est alors appelé « cycle à compression de vapeur » soit thermique dans un cycle à absorption ou à adsorption. Nous nous intéressons ici aux cycles à compression mécanique de vapeur dont le compresseur est entraîné par moteur électrique.

Un circuit frigorifique capte l'énergie de la source externe (air/eau/sol) en se vaporisant, la source externe fournissant de l'énergie au fluide pour relever sa température ; il peut alors transférer cette chaleur dans l'habitation en se condensant et en cédant l'énergie à la source interne (réseau de chauffage, etc.).

Nous nous intéressons ici aux PAC avec l'air extérieur comme source externe et l'air intérieur comme source interne – aussi appelées PAC air/air.

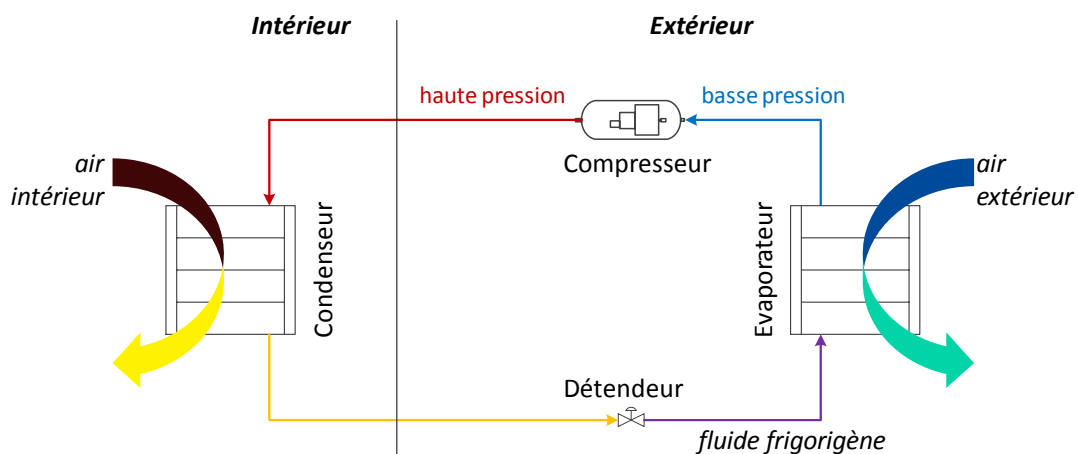


Figure 1.1 - Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur air/air

Le cycle thermodynamique des pompes à chaleur à compression de vapeur se décompose en quatre étapes principales :

**Vaporisation** : Le fluide frigorigène est évaporé à basse pression et à basse température en puisant l'énergie de la source extérieure.

**Compression** : La vapeur du fluide frigorigène est comprimée à une pression élevée au moyen d'un compresseur, ce qui entraîne une augmentation de la température.

**Condensation** : La vapeur du fluide frigorigène à haute pression est condensée à haute température en cédant de la chaleur à la source intérieure.

**Détente** : Le fluide frigorigène liquide est détendu, au moyen de détendeur, depuis une pression élevée à une basse pression. Il s'ensuit une chute brutale de température avant l'entrée du fluide dans l'évaporateur.

### 1.1.2 Mode refroidissement - Fonctionnement réversible

Les pompes à chaleur présentent l'avantage de pouvoir être facilement utilisées pour des applications de refroidissement. Les pompes à chaleur réversibles peuvent fournir alternativement de la chaleur ou du froid selon le mode de fonctionnement sélectionné (chauffage ou refroidissement).

Afin de sélectionner le mode souhaité, il suffit d'inverser le rôle des échangeurs de chaleur. Permuter le mode de fonctionnement de la pompe à chaleur réversible est alors possible grâce à une vanne quatre voies comme l'illustre la Figure 1.2.

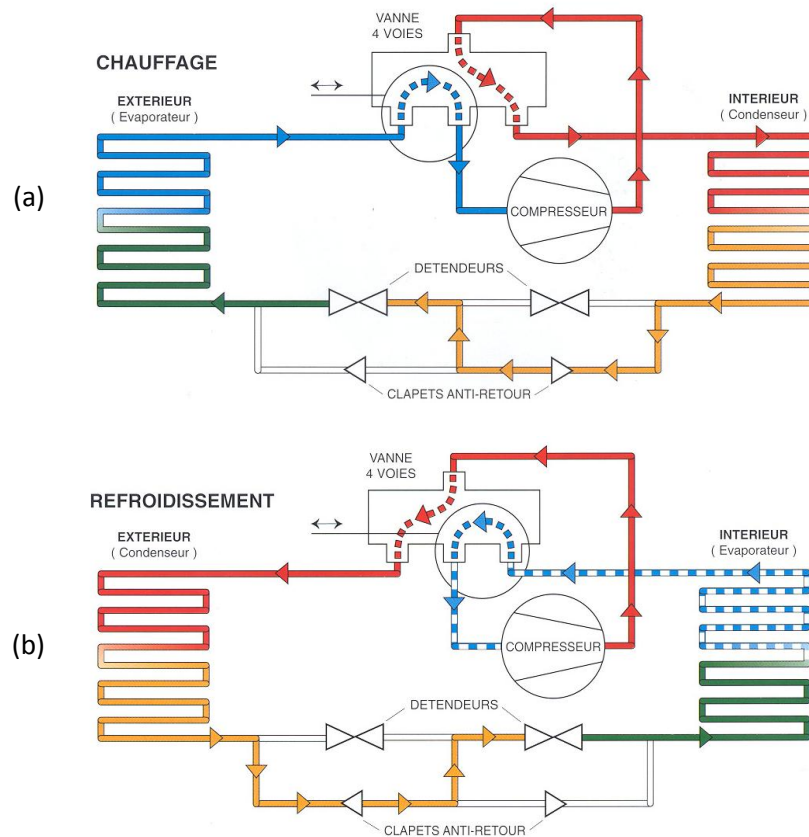


Figure 1.2 - PAC à cycle réversible – (a) Mode chauffage, (b) Mode refroidissement (figure de (COSTIC 2004))

### 1.1.3 Composants du circuit frigorifique

La Figure 1.3 illustre les principaux composants et le fonctionnement d'un système de pompe à chaleur.

#### Composants principaux

##### *Les sources*

Pour les PAC air/air, les deux sources sont l'air intérieur et celui extérieur à l'habitation. Ces derniers sont tour à tour source chaude et source froide selon le fonctionnement en mode chauffage ou refroidissement.

## ***Fluide frigorigène***

Les fluides frigorigènes sont classés en différents groupes selon leur composition moléculaire. Certains fluides frigorigènes sont des mélanges de plusieurs composants homogènes. Ces mélanges sont soit azéotropiques, dans le cas où ils s'évaporent à une température constante pour une certaine pression, soit zéotropiques, dans le cas où ils s'évaporent à température variable pour une pression donnée. Les fluides frigorigènes zéotropiques présentent donc un glissement de température lors d'un changement d'état. L'identification du type de fluide frigorigène (azéotropique ou zéotropique) peut être important dans le choix de la méthode de mesure de la performance de PAC (on discutera plus en détail de ce point dans la partie portant sur les mesures). Les niveaux de pression caractéristiques des fluides associés aux niveaux de température des sources influencent notablement la consommation du compresseur.

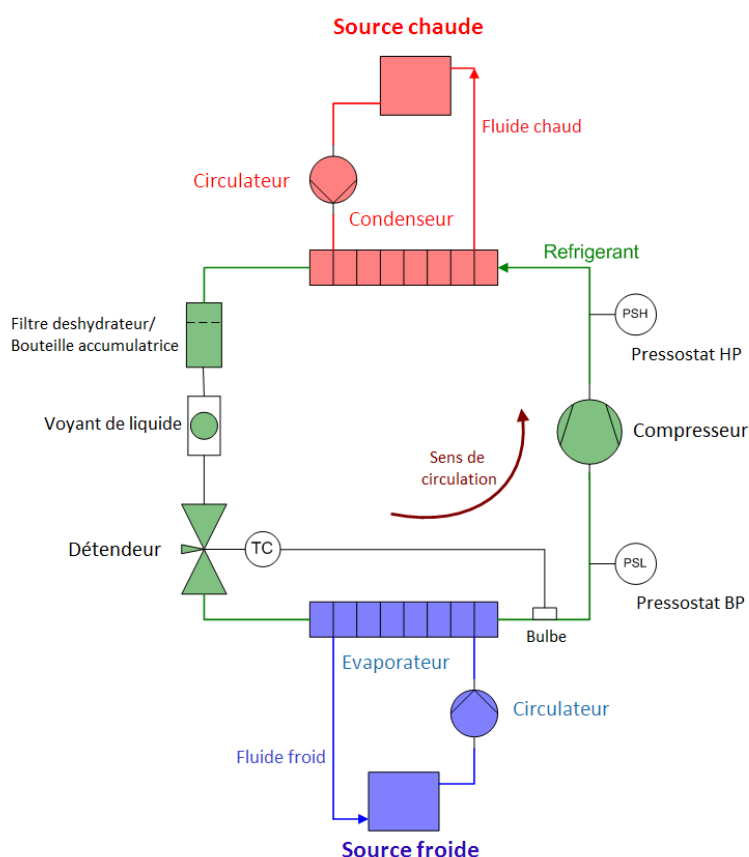


Figure 1.3 - Les principaux composants de la PAC

## ***Compresseur***

La vapeur qui se forme dans l'évaporateur est aspirée dans le compresseur puis comprimée, ce qui entraîne une augmentation de la pression et de la température. Le compresseur est alimenté électriquement. Les PAC pour les particuliers combinent le moteur et le compresseur à l'intérieur d'une seule enveloppe sous pression, appelée unité « hermétique ». Cela permet de limiter les risques de fuite de fluide frigorigène dans l'atmosphère. Pour les PAC air/air destinées au résidentiel, deux sortes de compresseurs sont généralement utilisés : compresseurs à piston rotatif (rotary) et compresseurs à spirale (scroll).

Pour satisfaire les besoins thermiques variables de l'habitation tout au long de l'année, le système de PAC peut utiliser un seul compresseur ou plusieurs compresseurs en parallèle permettant de



disposer de deux ou trois étages de puissance. Le système peut également utiliser un moteur de compresseur à vitesse de rotation variable. Lorsque le système ne dispose que d'un compresseur à vitesse fixe, la régulation de puissance se fait par périodes de marche et d'arrêt successives. Les deux premiers moyens de régulation de puissance mentionnés ci-dessus permettent de fonctionner à débit de réfrigérant réduit ce qui améliore les performances saisonnières (Rivière 2004).

### Condenseur

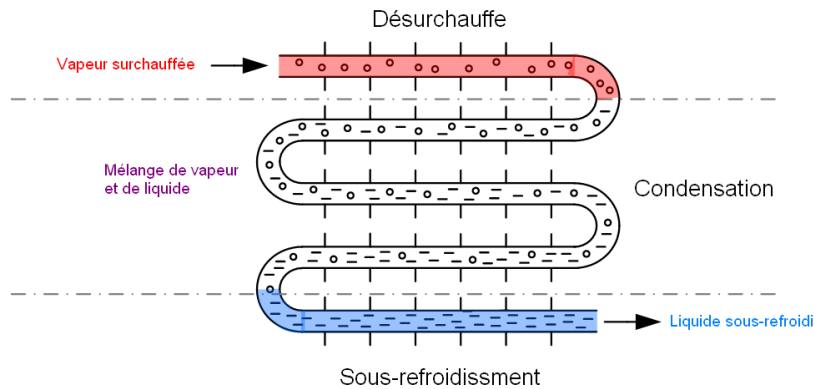


Figure 1.4 - Evolution du titre de fluide frigorigène dans un condenseur refroidi à l'air

Le condenseur est généralement constitué d'une batterie de tubes en cuivre munis d'ailettes en aluminium embouties. Un ventilateur permet de mettre l'air en mouvement afin qu'il traverse l'échangeur. L'état thermodynamique du fluide dans le condenseur peut être décrit en trois zones distinctes (Figure 1.4).

**Désurchauffe :** A l'entrée du condenseur le fluide frigorigène est à l'état de vapeur surchauffée, i.e. sa température est plus élevée que la température saturante. Le fluide est donc d'abord désurchauffé (refroidi) jusqu'à la température de condensation<sup>5</sup> correspondant à la pression au sein du condenseur, appelée pression de condensation. L'écart entre la température de fluide à l'entrée du condenseur et la température de condensation est également appelé désurchauffe.

**Condensation :** Une fois que la vapeur de fluide frigorigène atteint la température de condensation, la condensation commence. Lors de ce changement d'état, la pression reste constante (à la condition de ne pas tenir compte des pertes de charge). Cependant, la température peut varier selon le type de fluide frigorigène. Si le fluide est azéotropique, la température reste constante. En revanche, les fluides zéotropiques subissent une légère baisse de température, appelée glissement de température.

**Sous-refroidissement :** Dès que le fluide frigorigène est entièrement condensé, le processus de sous-refroidissement commence. À partir de ce moment, l'échange thermique conduit à une diminution de la température du fluide frigorigène. Dans certaines situations comme lors de fonctionnements incorrects où de périodes transitoires... il peut ne pas y avoir de sous-refroidissement. Par exemple, si le débit d'air est trop faible, la condensation ne sera pas terminée. On obtient donc à la sortie du condenseur le fluide frigorigène à l'état diphasique.

<sup>5</sup> A cause de la perte de charge, la température de condensation diminue légèrement dans le condenseur, même dans le cas d'un fluide azéotropique.

## Détendeur

Le détendeur sert principalement à diminuer la pression du fluide frigorigène. Plusieurs types de détendeurs existent. Les orifices calibrés et les tubes capillaires permettent d'imposer une perte de pression donnée pour un certain débit mais sont mal adaptés à des régimes de fonctionnement à débit variable. C'est pourquoi on utilise principalement des détendeurs thermostatiques ou électroniques. Ces derniers fonctionnent comme une vanne à ouverture variable et contrôlée. La détente est donc quasi-isenthalpique. Le fluide en sortie du détendeur se trouve généralement en régime diphasique.

En général, la vanne du détendeur est réglée de telle manière que le fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur soit légèrement surchauffé. L'écart entre la température du fluide à la sortie de l'évaporateur et la température d'évaporation est appelée la surchauffe. Avec un détendeur thermostatique, la surchauffe est maintenue entre 4 et 8 K. Un détendeur électronique peut permettre d'atteindre des surchauffes très faibles de l'ordre de 1 à 2 K. Nous verrons au Chapitre 5 cette surchauffe peut varier en fonction des régimes de fonctionnement et du type de la PAC.

## Evaporateur

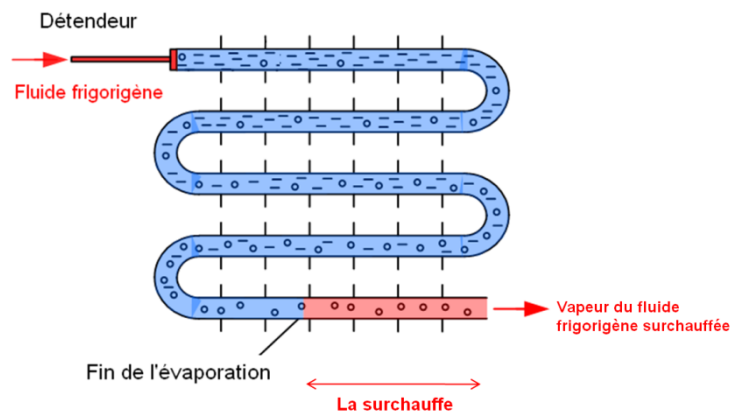


Figure 1.5 - Evolution du titre du fluide frigorigène dans un évaporateur à air

L'évaporateur est généralement une batterie à tubes en cuivre et ailettes en aluminium. Un ventilateur permet également d'assurer la vitesse d'air souhaitée pour réaliser l'échange thermique. Contrairement au condenseur qui a trois zones distinctes, l'évaporateur n'en a que deux : la vaporisation et la surchauffe car le fluide est à l'état diphasique à l'entrée de l'évaporateur.

En général, le fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur est totalement vaporisé. Autrement, des gouttes de liquide pourraient endommager le compresseur. Cependant, dans un régime transitoire une partie de liquide finit toujours par être aspirée par le compresseur sauf à mettre des protections particulières comme le pompage à vide de l'évaporateur à l'arrêt ou une bouteille séparatrice des phases liquide et vapeur. Les compresseurs sont plus ou moins tolérants à l'absorption de liquide, très peu pour les compresseurs à piston et jusqu'à 10 ou 20 % du titre de vapeur pour les compresseurs de type scroll de façon discontinue.

## Composants secondaires

**Le voyant de liquide** se situe entre le condenseur et le détendeur. Il a deux fonctions. La première est de visualiser s'il y a des bulles de vapeur présentes dans le fluide frigorigène. Ceci permet de vérifier si le fluide frigorigène est complètement liquide à la sortie du condenseur. La seconde

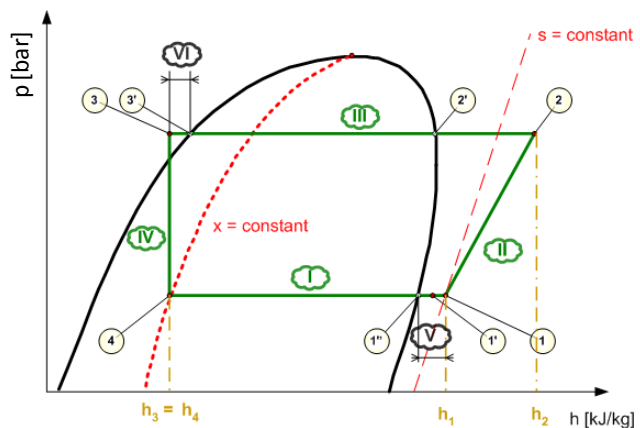
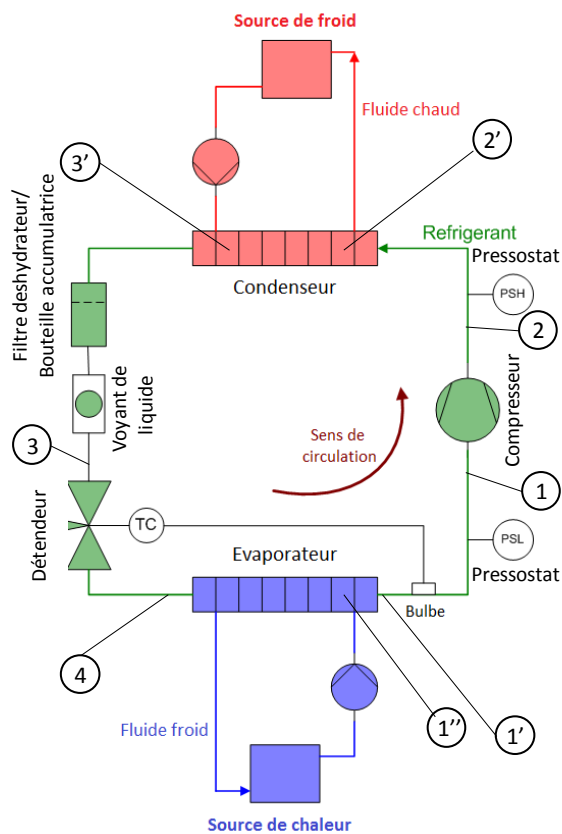
fonction est d'indiquer la présence éventuelle d'humidité dans le fluide frigorigène (de la buée apparaît sur la vitre).

**Le filtre déshydrateur** est composé d'un tamis qui collecte les particules présentes dans le circuit frigorifique et d'un gel absorbant l'humidité. Le filtre est placé entre le condenseur et le détendeur.

**La bouteille accumulatrice de liquide** (ou le réservoir de liquide) se trouve après le condenseur. Il stocke le fluide frigorigène temporairement inutilisé dans le processus. En effet, à un instant donné, le volume étant fixé et la masse volumique variant en fonction des conditions d'opération, une partie du fluide frigorigène peut être stockée dans la bouteille.

**Les pressostats** sont des déclencheurs haute pression et basse pression. Ce sont des dispositifs de sécurité et de régulation. Si la pression en amont du compresseur devient trop faible ou si la pression en aval du compresseur devient trop élevée, un pressostat arrêtera le compresseur et donc la PAC.

### 1.1.4 Diagramme enthalpique



- 1 : Entrée du compresseur
- 1' : Sortie de l'évaporateur
- 1'' : 100% du fluide frigorigène est vaporisé (vapeur saturée) → début de la surchauffe
- 2 : Sortie du compresseur
- 2' : Le fluide frigorigène atteint la température de condensation (liquide saturé) → fin de la désurchauffe et début de la condensation
- 3 : Entrée de la vanne de détente
- 3' : 100% du fluide frigorigène est condensé → début du sous-refroidissement
- 4 : Entrée de l'évaporateur

I : Vaporisation; II : Compression; III : Condensation;  
IV : Détente; V : Surchauffe; VI : Sous-refroidissement

Figure 1.6 - Cycle thermodynamique dans le diagramme enthalpique et circuit frigorifique de la PAC

Le segment (1'-1) représente la surchauffe qui est due aux échanges thermiques à la sortie de l'évaporateur entre le tuyau du fluide frigorigène et l'environnement (on met très souvent le compresseur près d'un échangeur qui, dans le mode chauffage, est l'évaporateur). Comme mentionné précédemment, la surchauffe est nécessaire. Par contre, **si cette dernière est trop élevée, cela a des impacts négatifs sur la performance de la PAC.** En effet, plus la surchauffe est élevée, plus la désurchauffe (segment 2-2') est grande car la courbe 1-2 (la compression) se situe

toujours à droite de l'isentrope. De plus, le coefficient d'échange thermique est beaucoup plus élevé en diphasique qu'en monophasique<sup>6</sup>. Donc, une augmentation de la longueur de la zone vapeur dans le condenseur diminue le coefficient d'échange du fluide frigorigène au niveau du condenseur. Cela entraîne une chute de la puissance calorifique, et donc diminue le COP.

### 1.1.5 Différentes technologies

Le principe de fonctionnement décrit ci-dessus correspond à une PAC « classique ». Il existe aujourd'hui plusieurs technologies dont le fonctionnement est plus ou moins modifié par rapport au fonctionnement « classique ». Dans la suite, on présente les différentes technologies existantes sur le marché des PAC air/air.

#### « Tout ou rien »

La PAC traditionnelle fonctionne avec la technologie « Tout ou rien ». En mode chauffage, elle s'arrête lorsque la température intérieure atteint la température de consigne (plus un différentiel de température haut de 1 à 3 K). Elle redémarre dès que la température intérieure est inférieure à la consigne moins un différentiel de température bas. Le compresseur soit fonctionne à pleine charge, soit est arrêté.

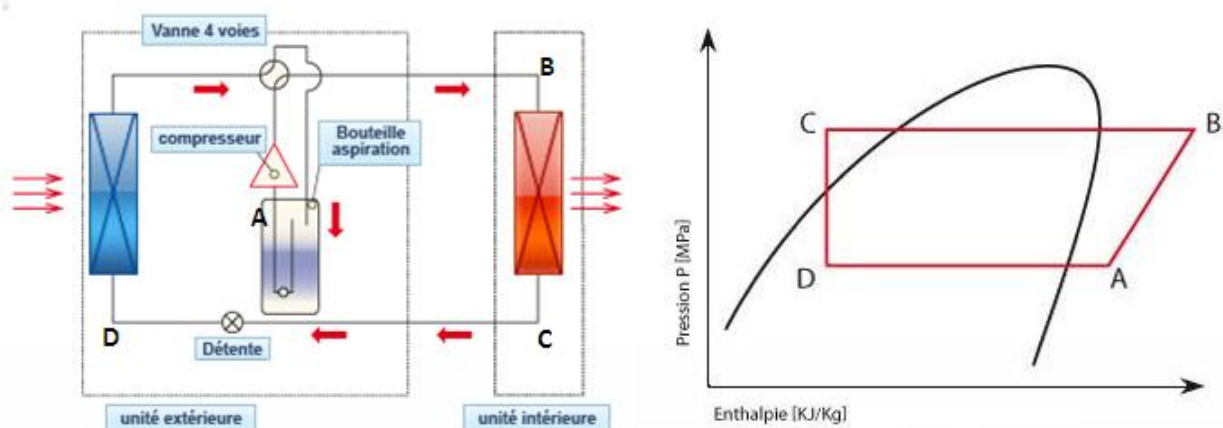


Figure 1.7 - Schéma de principe et cycle thermodynamique de la PAC air/air "Tout ou rien" ou Inverter en mode chauffage (Mitsubishi Electric s.d.)

Cette technologie présente donc les caractéristiques suivantes :

- Le démarrage est fréquent (classiquement de l'ordre deux ou trois cycles par heure). La phase de démarrage pendant laquelle les pressions s'écartent progressivement jusqu'à attendre la pleine puissance de l'équipement pour les conditions de températures de source données, correspond à une période de 30 à 90 s. La consommation lors des démarrages représente une part non négligeable de la consommation totale. D'autre part, le système est en état instable pendant ces périodes. Cela provoque des difficultés pour la mesure des grandeurs du fluide frigorigène.

<sup>6</sup> En général, les échanges thermiques entre une paroi et un fluide diphasique sont supérieurs à ceux d'un contact solide-liquide, et a fortiori solide-gaz. Le coefficient de convection du fluide diphasique est typiquement cent fois plus élevé qu'en gaz et plus élevé qu'en liquide.

- La PAC ne maintient pas une température intérieure constante mais variable autour de la consigne. La température de l'air en entrée et en sortie de l'unité intérieure est variable. Cela conduit également à des difficultés de mesure sur l'air.

On rencontre généralement très peu de PAC air/air "Tout ou rien". Le marché est dominé par les constructeurs japonais qui ont largement contribué à la diffusion de la technologie Inverter présentée ci-dessous.

### Inverter

La technologie Inverter utilise un compresseur à vitesse variable. En faisant varier la vitesse de rotation du compresseur, la PAC adapte sa puissance en fonction du besoin de chaleur. Le compresseur peut fonctionner en surpuissance à la mise en route, puis moduler sa puissance pour maintenir la température ambiante. La plupart du temps, la PAC fonctionne à charge partielle où elle atteint son rendement maximal.

Par rapport à la PAC « Tout ou rien », la PAC Inverter comporte quelques caractéristiques remarquables :

- Le schéma de principe ainsi que le cycle thermodynamique de la PAC Inverter restent inchangés.
- La mise en régime du système et le dégivrage sont plus rapides. En effet, le compresseur fonctionne aux puissances maximales autorisées par le contrôle pendant ces périodes.
- Le démarrage de la PAC Inverter est beaucoup moins fréquent. Les variations de la température intérieure sont de moindre amplitude et plus lentes. L'évolution des propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène est aussi plus lente. Les mesures sur l'air et sur le fluide frigorigène sont donc plus faciles.
- La consommation électrique est réduite et répartie plus régulièrement en fonction du temps.
- Il est possible de dégivrer l'évaporateur par simple diminution de la vitesse de rotation du compresseur. En effet, dès qu'on ralentit la vitesse de rotation du compresseur, le débit de fluide diminue. Par conséquent, la température à la sortie de l'évaporateur augmente, le détendeur s'ouvre puis la pression d'évaporation augmente. On obtient ainsi une température d'évaporation plus élevée.

Une PAC Inverter surdimensionnée peut néanmoins se comporter comme en « Tout ou rien » pour une température extérieure élevée. Ce phénomène est dû au palier minimum de fréquence du compresseur qui doit être maintenue au-dessus d'une fréquence minimale de 15 à 30 Hz (selon modèle de compresseur et de PAC) pour assurer un retour d'huile suffisant au compresseur.

### Power Inverter

Le compresseur de la PAC « Power Inverter » fonctionne aussi à vitesse variable. La particularité est que le cycle thermodynamique n'est plus le cycle classique car la PAC dispose d'un deuxième détendeur B, dit pré-détendeur, qui entraîne un « décrochement » entre le point C et point D (Figure 1.8). Le fluide sortant de l'évaporateur est chauffé par le fluide sortant du pré-détendeur dans la bouteille « réserve de puissance ».

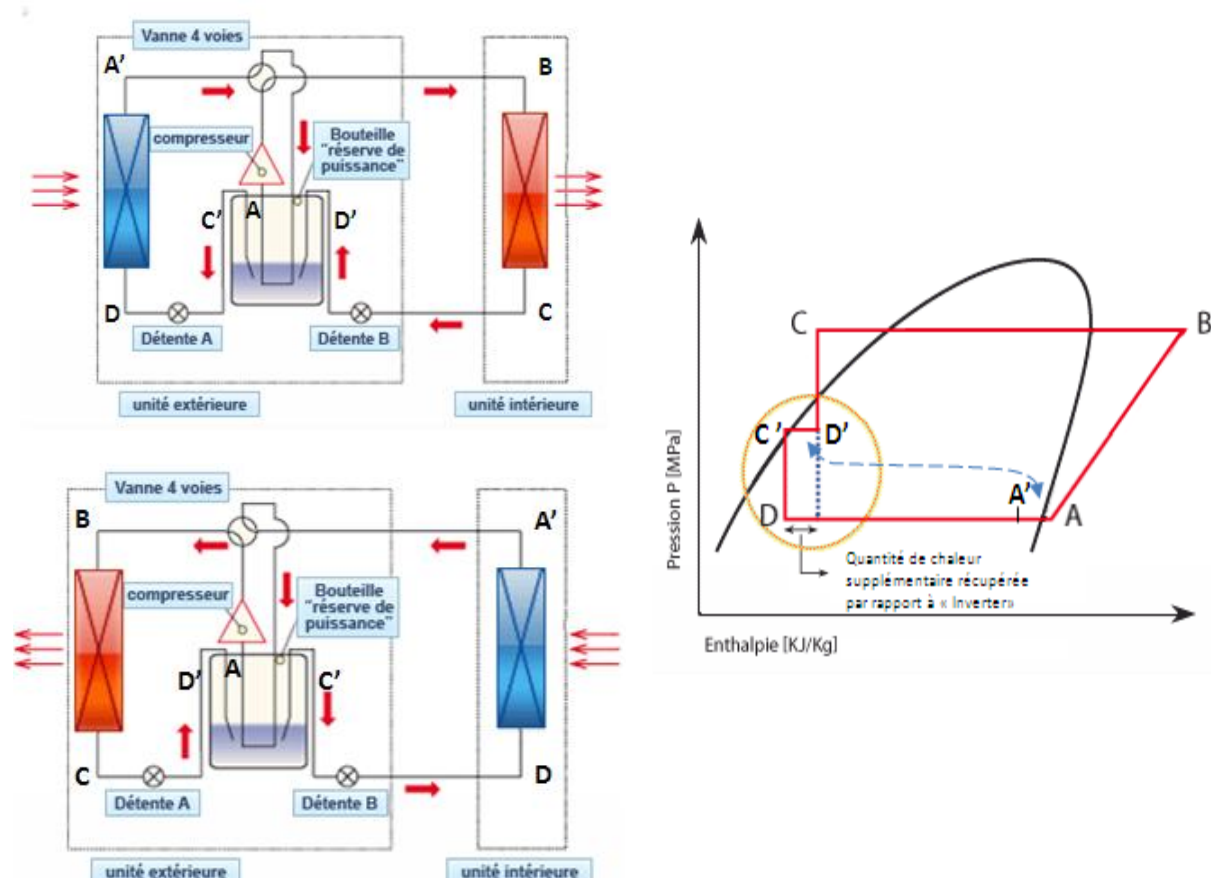


Figure 1.8 - Cycle thermodynamique de la PAC air/air Power Inverter et schémas de principe en mode chauffage (en haut) et en mode froid (en bas) (Mitsubishi Electric s.d.)

Par rapport à la PAC Inverter, la technologie Power Inverter a les avantages suivants :

- Le pré-détendeur contrôle le sous-refroidissement. En effet, il évite un sous-refroidissement trop élevé qui provoquerait la baisse de l'échange thermique au niveau du condenseur<sup>7</sup>.
- Les cycles de dégivrage sont moins fréquents car, dans les mêmes conditions de fonctionnement, la température d'évaporation est plus élevée avec la PAC Power Inverter qu'avec la PAC Inverter. En effet, l'échange thermique augmente ce qui entraîne l'augmentation de la température à la sortie de l'évaporateur. La vanne du détendeur s'ouvre. Alors, la pression d'évaporation (et donc la température d'évaporation) augmente. Par ailleurs, cela permet également à la PAC Power Inverter de pouvoir fonctionner à une température extérieure plus basse.
- La phase de dégivrage est aussi plus rapide à l'aide de la bouteille « réserve de puissance ». En effet, la particularité de cette bouteille est double. En mode chauffage elle réserve le fluide « chaud ». Lors du dégivrage, elle réchauffe le gaz entrant dans le compresseur (la température du fluide de l'unité interne baisse rapidement à cause de la chute rapide de pression). Le gaz de refoulement permet donc de réaliser le dégivrage plus rapidement. D'autre part, la température élevée du fluide présent dans cette bouteille permet

<sup>7</sup> Le coefficient d'échange thermique en régime diphasique est beaucoup plus grand qu'en phase liquide.



d'augmenter rapidement la pression de l'unité externe. Cela provoque la condensation dans cette unité. L'effet du dégivrage est donc amplifié.

## Zubadan

La technologie « Zubadan » est analogue à celle « Power Inverter » en ajoutant un troisième détendeur et un système d'injection de mélange liquide/gaz pendant la compression (cf. Figure 1.9). Le fluide sortant du condenseur détendu dans le détendeur B, est ensuite refroidi comme dans la PAC Power Inverter. Avant de passer dans le détendeur A, une partie du fluide se détend au moyen du détendeur C. En se vaporisant, la phase gazeuse refroidit le reste du fluide au travers de « l'échangeur haut rendement HIC ». Le fluide refroidi est détendu dans le détendeur A. Quant au mélange liquide/gaz obtenu dans le détendeur C, il est injecté dans le compresseur afin de refroidir la compression.

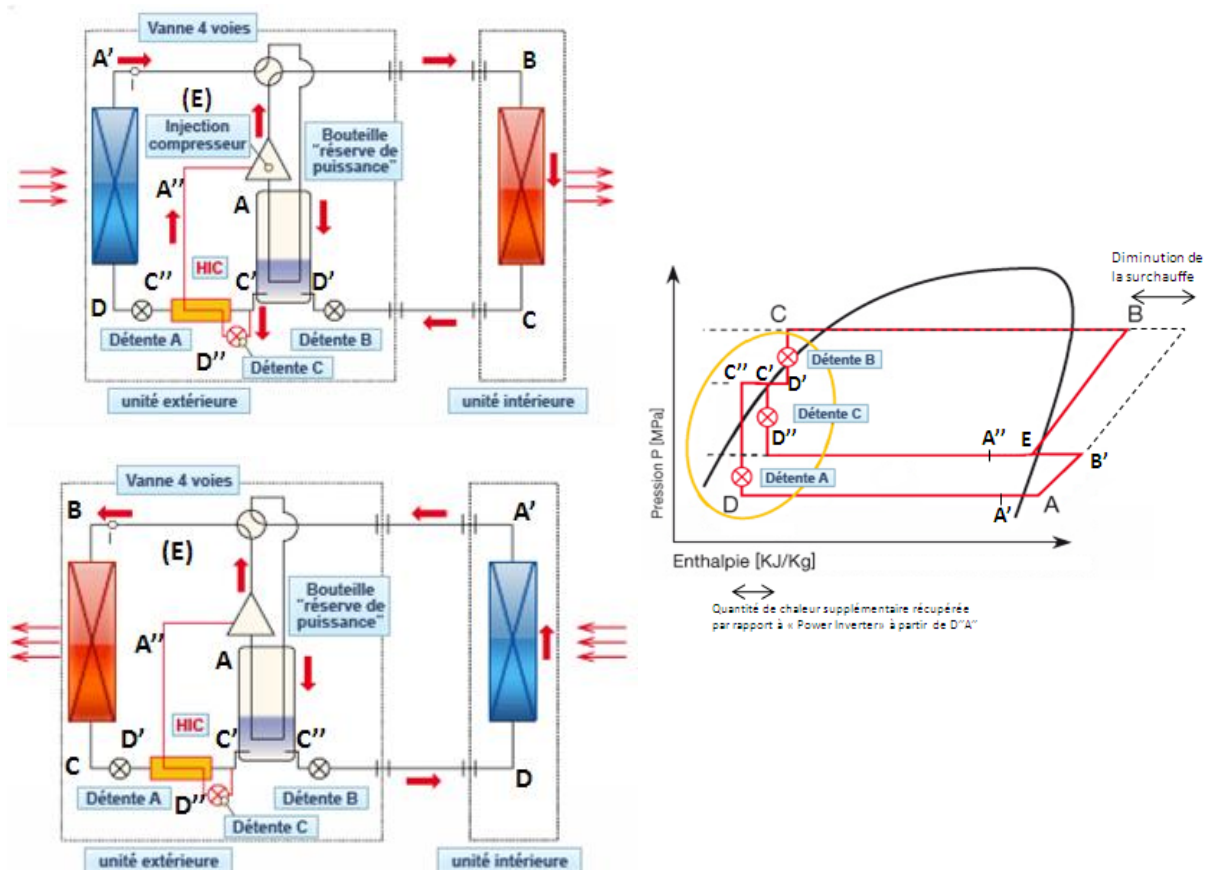


Figure 1.9 - Cycle thermodynamique de la PAC air/air Zubadan et schémas de principe en mode chauffage (en haut) et en mode refroidissement (en bas), HIC : Echangeur haut rendement (Mitsubishi Electric s.d.)

Par rapport à la technologie « Power Inverter », les avantages de la technologie « Zubadan » sont :

- La surchauffe est réduite. L'avantage est non seulement d'augmenter le COP mais également de réduire le risque de détérioration du compresseur à cause d'une température de refoulement anormalement élevée.
- Le sous-refroidissement est encore mieux maîtrisé.
- Des cycles de dégivrage sont moins fréquents à l'aide de la température d'évaporation encore plus élevée.

## 1.2 Mode de givrage-dégivrage

### 1.2.1 Le phénomène de givrage

Pour une PAC opérant en mode chauffage, si l'air extérieur est assez froid et humide, il se forme un dépôt de givre sur l'évaporateur de la vapeur d'eau contenue dans l'air. Ce givrage dégrade les performances de l'échange thermique sur cet échangeur et donc perturbe le fonctionnement de la PAC. Par conséquent, le coefficient de performance ainsi que la puissance calorifique de la PAC sont dégradés. Il est alors nécessaire de dégivrer l'évaporateur.

Les impacts de ce phénomène de givrage sont d'autant plus pénalisants du fait des tubes ailetés de l'évaporateur. En raison de la compacité souhaitée, les ailettes sont très rapprochées de telle sorte que leur espacement est en général inférieur à 2 mm. Ces très petits pas d'ailettes provoquent facilement la condensation ou le givrage de la vapeur d'eau sur la batterie (sous certaines conditions climatiques, voir la partie 1.2.4). Lorsque le givre se dépose sur la batterie, les performances se dégradent rapidement à cause des deux raisons suivantes :

- Dans un espace très serré entre des ailettes, une couche de givre, même très fine, diminue la circulation de l'air et fait donc chuter le débit d'air traversant la batterie.
- La couche de glace fait diminuer la surface d'échange thermique entre les ailettes et l'air.

### 1.2.2 Méthodes de dégivrage

Pour dégivrer, il y a plusieurs méthodes :

- **Ventilation de l'air extérieur** : Le système est arrêté sauf le ventilateur de l'unité extérieure. Le mouvement d'air suffit à détacher le givre lorsque les conditions extérieures le permettent (la température de l'air est supérieure à 0°C).
- **Résistance électrique** noyée dans les ailettes de l'échangeur extérieur
- Ouverture du **détendeur électronique** : Le système est arrêté et le détendeur s'ouvre. Cela oblige à avoir une grande quantité de fluide. Cette méthode est donc utilisée seulement pour les PAC ayant une bouteille anti-coup de liquide.
- **Injection de vapeur** : un bypass du condenseur permet d'injecter directement de la vapeur sortie du compresseur dans l'évaporateur. Celle-ci à température élevée fait s'élever la température dans l'évaporateur et le givre extérieur fond.
- **Inversion du cycle** : Pour une PAC réversible, l'inversion du cycle en mode de refroidissement peut servir à dégivrer.

**La dernière méthode est plus couramment utilisée.** On peut l'appliquer dans n'importe quelle condition climatique. La phase d'inversion du cycle dure en général quelques minutes. Le principe est de faire fondre uniquement la partie du givre qui est contact avec la surface des ailettes. Ensuite, le reste du givre tombe par gravité. En effet, lorsque le mode dégivrage est activé, la vanne quatre voies change sa position. Le compresseur introduit la vapeur chaude dans l'unité extérieure. La température de l'échangeur augmente, ce qui provoque la fonte du givre. La pression au niveau de l'échangeur intérieur diminue et celle au niveau de l'échangeur extérieur augmente au fur à mesure. Par conséquent, cela provoque la vaporisation du fluide frigorigène dans l'échangeur de l'unité intérieure (il était à une température de saturation correspondant à une pression plus élevée). Le fluide frigorigène réalise ce changement d'état en réduisant sa température et en absorbant la



chaleur stockée dans l'unité intérieure. **Cette quantité de chaleur représente une des pertes énergétiques lors du dégivrage.** D'autre part, l'augmentation de la pression dans l'échangeur de l'unité extérieure produit la condensation du fluide frigorigène. Lors de cette condensation, le fluide dégage de la chaleur qui ensuite va chauffer l'ensemble de l'échangeur et du fluide lui-même et donc faire fondre le givre complètement.

Par le sens de circulation du fluide frigorigène, le mode de dégivrage semble similaire au mode refroidissement. Cependant, il apparaît des différences importantes entre ces deux modes. Par exemple, pendant le mode de dégivrage, la température de l'unité intérieure est plus élevée que celle de l'unité extérieure. En plus, le mode de refroidissement est un régime établi, alors que le dégivrage est un mode transitoire pendant lequel:

- La température de l'échangeur de l'unité extérieure augmente avec l'avancement de la fonte du givre.
- Le ventilateur de l'unité extérieure est généralement arrêté afin que l'énergie libérée par l'échangeur extérieur ne soit pas partiellement évacuée dans l'air. Le ventilateur de l'unité intérieure est maintenu arrêté tant que l'inertie de l'unité intérieure est suffisante pour fournir l'énergie nécessaire à l'évaporation du fluide frigorigène pendant les quelques minutes de dégivrage. Sinon, le ventilateur de l'unité intérieure fonctionne à débit réduit, ce qui permet de puiser des calories sur l'air intérieur.

### 1.2.3 Dégivrage par inversion du cycle

Les figures ci-dessous illustrent l'évolution d'une PAC air/air fonctionnant en cycle givrage-dégivrage dans un test réalisé à l'université de Liège (Teodorese, Detroux et Lebrun 2007). Dans ce test, la PAC est placée dans des conditions stables (2,7°C à l'extérieur et 20°C à l'intérieur).

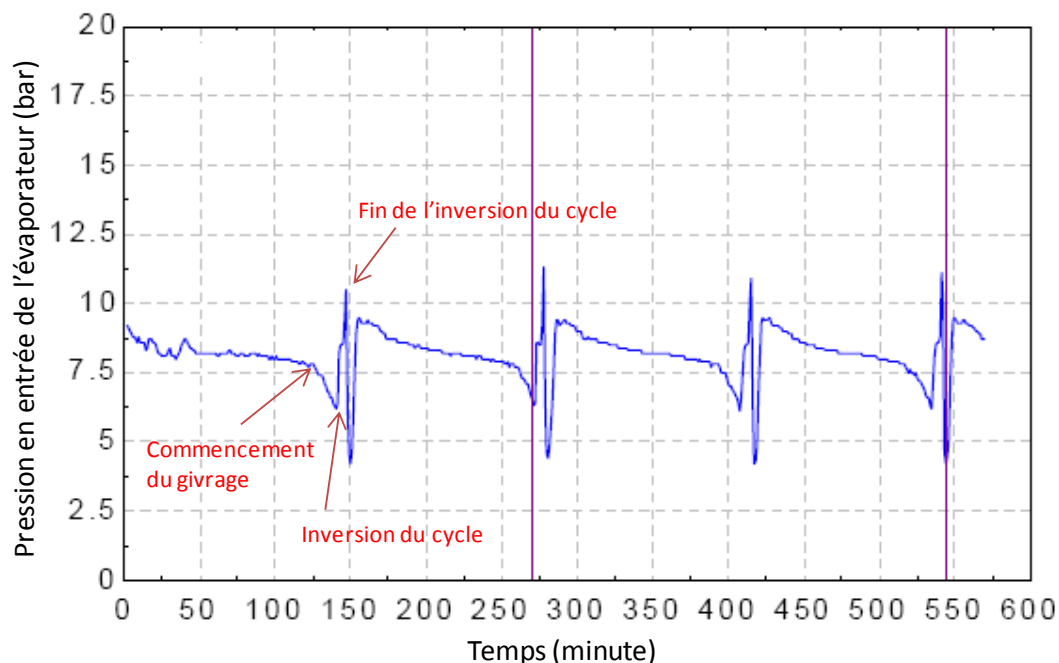


Figure 1.10 - La pression du fluide frigorigène en amont de l'évaporateur (Teodorese, Detroux et Lebrun 2007)

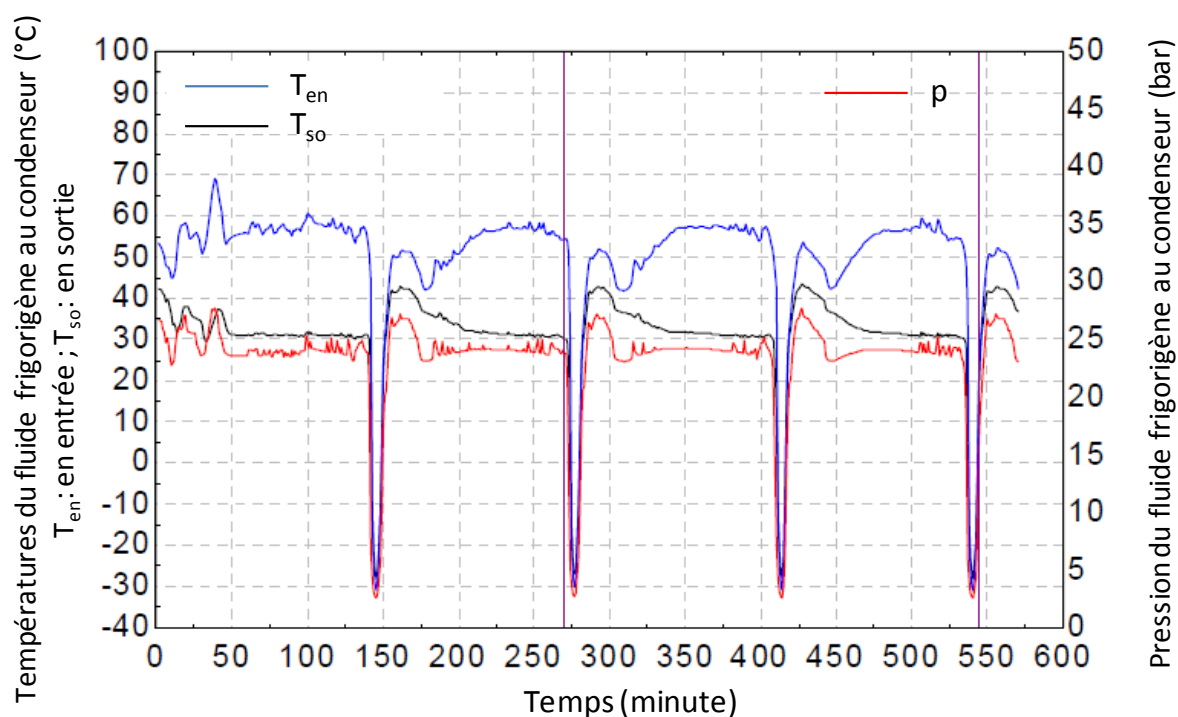


Figure 1.11 - La pression de condensation et les températures du fluide frigorigène en amont et en aval du condenseur (Teodorese, Detroux et Lebrun 2007)

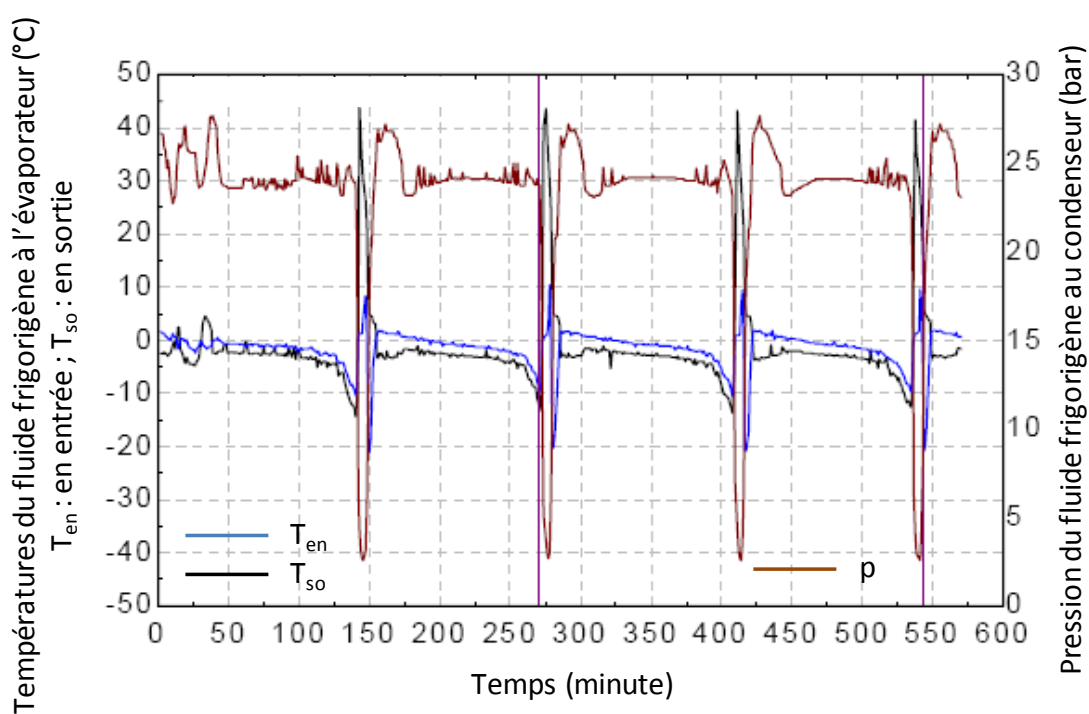


Figure 1.12 - La pression de condensation et les températures du fluide frigorigène en amont et en aval de l'évaporateur (Teodorese, Detroux et Lebrun 2007)

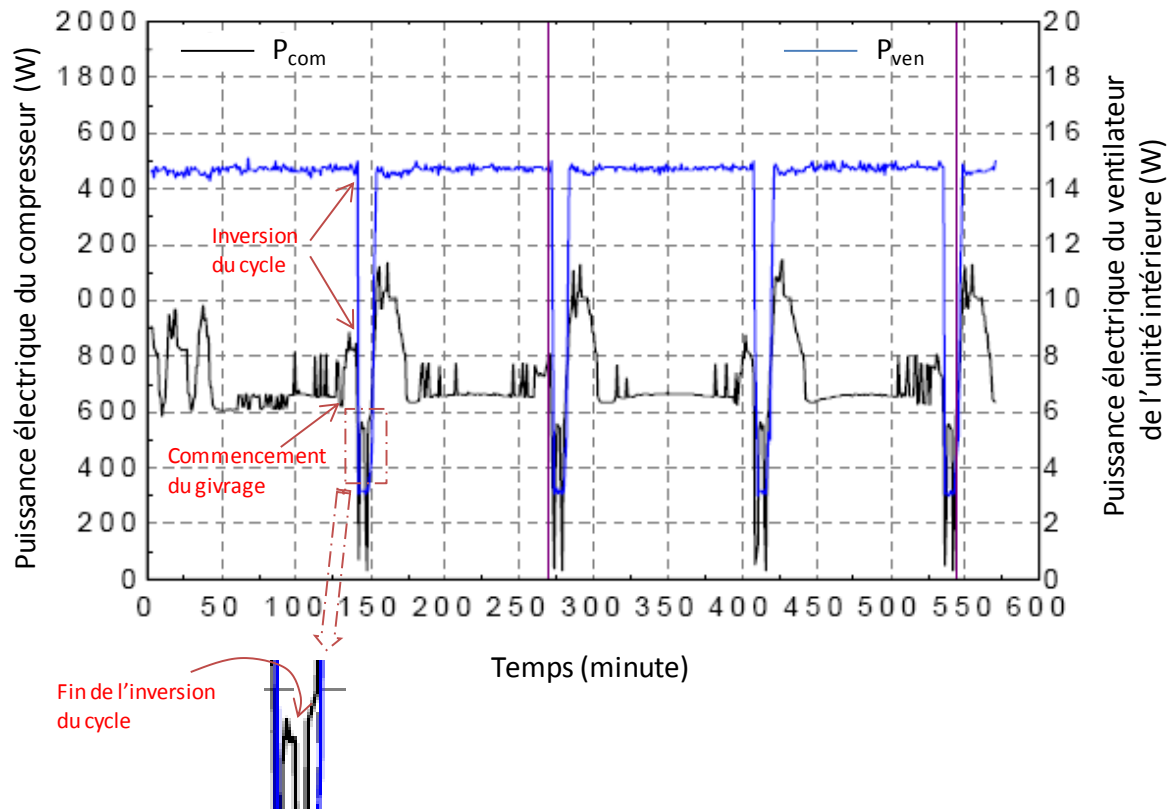


Figure 1.13 - Consommations électriques du compresseur et du ventilateur interne (Teodorese, Detroux et Lebrun 2007)

En mode chauffage, bien que le fluide frigorigène absorbe de la chaleur au niveau de l'évaporateur, la température du fluide à la sortie de cet échangeur est légèrement inférieure à l'entrée (Figure 1.12). En effet, à cause des pertes de charge, la pression à la sortie est plus faible qu'à l'entrée et il en va de même pour la température d'évaporation.

Lors du givrage, la pression du fluide frigorigène en amont de l'évaporateur diminue (Figure 1.10). En effet, la diminution des échanges thermiques au niveau de l'évaporateur implique la réduction de l'ouverture du détendeur. Ainsi, la pression diminue. Cependant, les pressions ainsi que les températures au niveau du condenseur restent quasi constantes (Figure 1.11). C'est la raison pour laquelle la consommation du compresseur augmente légèrement (Figure 1.13).

La phase d'inversion de cycle (identifiable par la position de la vanne quatre voies) dure environ cinq minutes. Comparée à un cycle complet de deux heures environ, elle est de très courte durée.

En mode dégivrage, la puissance du ventilateur interne est très faible (Figure 1.13). Ainsi, le ventilateur fonctionne à débit d'air réduit ou est arrêté. Cela permet de maintenir le confort pour l'utilisateur (en évitant le soufflage d'air froid).

Lors des changements de position de la vanne quatre voies, le compresseur ne s'arrête pas (Figure 1.13). Après le premier changement, la puissance du compresseur diminue à cause de l'égalisation des pressions au condenseur et à l'évaporateur. En effet, la pression au condenseur diminue (Figure 1.11) et la pression à l'évaporateur augmente (Figure 1.10). Quasiment nulle lorsque les pressions sont égales, la puissance augmente parce que les pressions commencent à s'écarter. De même, lorsque le dégivrage se termine et que la vanne quatre voies revient à sa position initiale, la puissance du compresseur diminue puis augmente.

Les évolutions des températures sont présentées sur la Figure 1.11 et la Figure 1.12. Lors de l'inversion du cycle, les températures en amont et en aval du condenseur diminuent et deviennent quasiment égales. Ceci correspond bien au fait que le ventilateur interne est soit arrêté, soit fonctionne à vitesse très faible. Après l'inversion du cycle, la température en aval de l'évaporateur augmente brutalement car le compresseur évacue le gaz chaud du condenseur. Ensuite, elle diminue lorsqu'il n'y a plus de gaz chaud au condenseur. La pression à l'évaporateur augmente et la température en amont de l'évaporateur augmente également. Lorsque la vanne quatre voies reprend sa position initiale, ces pressions diminuent. Par conséquent, les températures en amont et en aval de l'évaporateur diminuent.

Bien entendu, le ventilateur interne ne redémarre pas dès que la vanne quatre voies reprend sa position (Figure 1.13). Il ne fonctionne qu'au moment où les températures de l'échangeur interne atteignent un certain seuil pour éviter de souffler de l'air froid dans l'habitation. D'autre part, le compresseur fonctionne avec une vitesse de compression élevée afin de compenser rapidement les pertes de chaleur lors du dégivrage. La puissance juste après la phase de dégivrage est bien plus grande (Figure 1.13). La PAC peut donc fournir l'air chaud dans l'habitation plus rapidement.

### 1.2.4 Conditions d'apparition du givre

Le givre apparaît sur l'échangeur extérieur lorsque sa température de surface est à la fois inférieure à :

- la température de rosée de l'air, et
- au point de congélation ( $0^{\circ}\text{C}$ ).

Plus la température d'air extérieur  $T_{\text{air}}$  est élevée, plus le givrage est important. En effet, la quantité d'eau condensée sur l'évaporateur est fonction de l'écart des températures  $T_{\text{air}}$  de l'air extérieur et  $T_{\text{échangeur}}$  à la surface de l'évaporateur ( $\Delta T$ ) et de l'écart d'humidité absolue entre l'air extérieur et l'air à la surface de l'échangeur ( $\Delta w$ ).

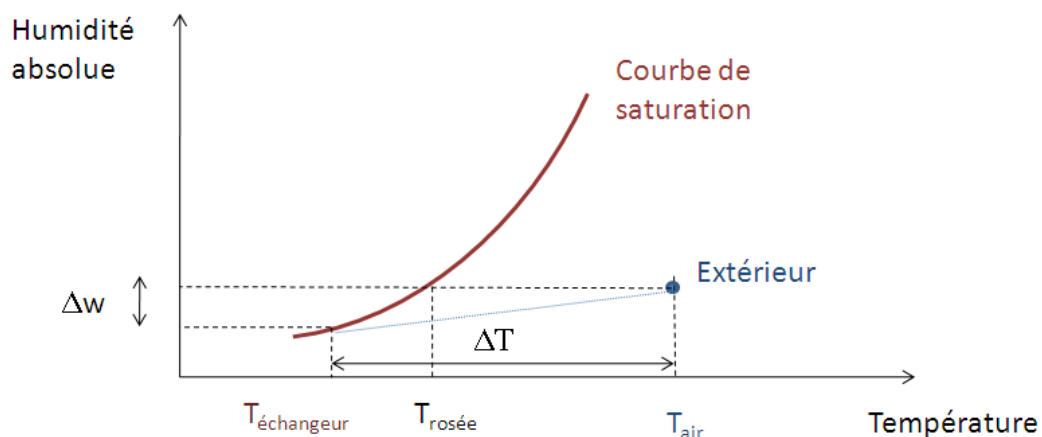


Figure 1.14 - Diagramme de l'air humide

A fréquence de rotation du compresseur constante, l'écart  $\Delta T$  croît avec l'augmentation de la température d'air  $T_{\text{air}}$ . En effet, lorsque  $T_{\text{air}}$  augmente, la puissance frigorifique (i.e. la chaleur absorbée par le fluide frigorigène au niveau de l'évaporateur) augmente (principalement en raison d'augmentation du débit de fluide frigorigène). Sachant que cette puissance est liée à l'écart entre la température de l'air ambiant et celle de la batterie, cet écart  $\Delta T$  augmente avec  $T_{\text{air}}$ .

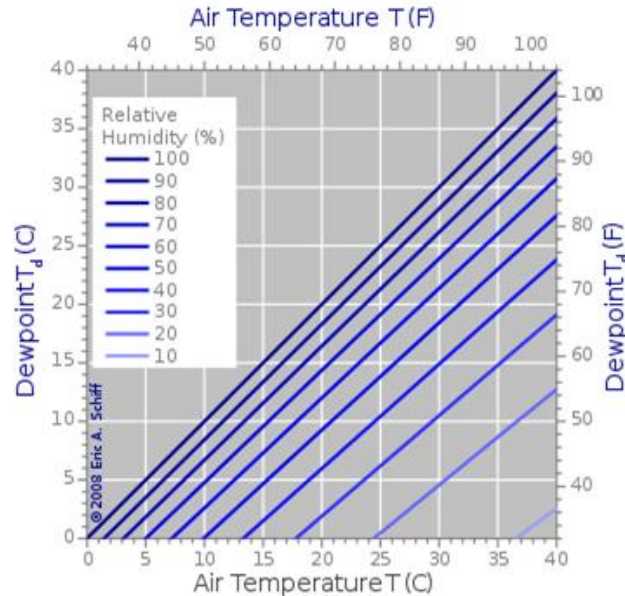


Figure 1.15 - Dépendance du point de rosée par rapport à la température de l'air (basé sur les approximations d'August-Roche-Magnus) (en anglais « dew point » : point de rosée)

En ce qui concerne l'écart des humidités  $\Delta w$ , il croît aussi avec l'augmentation de  $T_{\text{air}}$ . En effet, la Figure 1.15 montre que, pour les humidités relatives assez élevées<sup>8</sup>,  $T_{\text{rosée}}$  est une fonction linéaire de  $T_{\text{air}}$  dont la pente est quasiment égale à 1. Donc, sous l'hypothèse que l'humidité relative de l'air ne change pas, lorsque  $T_{\text{air}}$  augmente,  $T_{\text{rosée}}$  augmente au même rythme. Alors que  $T_{\text{échangeur}}$  augmente moins « vite » (car l'écart  $\Delta T$  augmente avec  $T_{\text{air}}$ ). Par conséquent, l'écart entre  $T_{\text{échangeur}}$  et  $T_{\text{rosée}}$  augmente. Sachant que la courbe de saturation a une allure exponentielle en fonction de  $T_{\text{air}}$  et que les températures  $T_{\text{échangeur}}$  et  $T_{\text{rosée}}$  se déplacent vers la droite, l'écart des humidités  $\Delta w$  augmente rapidement avec la température d'air  $T_{\text{air}}$ .

En réalité, un givrage fort s'observe effectivement pour des températures voisines de 2°C. Réciproquement, à basse température le givre affecte moins le fonctionnement de la PAC.

### 1.2.5 Chute de performance

La performance énergétique d'une PAC est dégradée par le phénomène de givrage. On observe les deux phénomènes suivants :

- Lorsque le givre apparaît sur l'évaporateur, l'échange thermique avec l'air est diminué. Le fluide frigorigène est donc moins surchauffé à la sortie de l'évaporateur. Par conséquent, la vanne du détendeur se ferme et il s'ensuit une chute de débit masse de fluide frigorigène.
- A fréquence de rotation du compresseur fixée, le compresseur continuant à aspirer le même débit volume, la pression et la température d'évaporation diminuent. Plus la prise en givre est importante, plus cette diminution l'est.

<sup>8</sup> De manière générale, le givrage apparaît pour les humidités relatives supérieures à 50%. En effet, la température de rosée correspondant à une humidité relative faible est éloignée de la température d'air de telle sorte que la température de surface de l'évaporateur ne l'atteint jamais.

Les conséquences sont celles rencontrées habituellement lorsque, en l'absence de givrage, la température extérieure baisse. La performance ainsi que la puissance calorifique diminuent. En effet :

- Le coefficient de performance (COP) d'une PAC est défini comme le rapport entre la puissance calorifique dégagée au niveau du condenseur et la puissance électrique consommée. Qualitativement, le COP s'exprime en fonction de la température de condensation et de la température de vaporisation<sup>9</sup>.

$$COP = \eta \left( \frac{T_{condensation}}{T_{condensation} - T_{vaporisation}} \right)$$

où  $\eta$  est le rendement du cycle et les températures sont en Kelvin. Sachant que la température d'évaporation diminue, le COP est dégradé.

- La diminution du débit masse de fluide frigorigène entraîne une chute de la puissance calorifique. Bien que l'extension de la désurchauffe et du sous-refroidissement puisse avoir lieu dans le condenseur, la chaleur dégagée dans cet échangeur diminue car elle dépend principalement de la partie due à la condensation :

$$P_{calorifique} \approx \dot{Q}_{fluide} L_{latente}$$

Le dégivrage en lui-même entraîne une chute de performance car il représente une consommation électrique ne générant aucune énergie. En plus, selon la méthode de dégivrage, l'énergie nécessaire à la fonte du givre peut être puisée dans le système et/ou dans l'habitation.

En résumé, la performance de la PAC se dégrade au fur à mesure que l'échangeur de l'unité extérieure se recouvre de givre. Le dégivrage en lui-même dégrade la performance car il représente une consommation électrique ne générant aucune chaleur pour l'habitation. Il faut donc dégivrer à partir du moment où il devient plus pénalisant de continuer à fonctionner avec un échangeur givré que de dégivrer.

### 1.3 Différentes configurations de PAC air/air

A l'exception des PAC mono bloc, les PAC sont constituées au minimum d'une unité externe et d'une unité interne reliées par des canalisations de fluide frigorigène et par des câbles électriques. L'unité interne peut revêtir plusieurs formes : murale, console, cassette, plafonnier. Voir détails dans la partie 1.3.4.

#### 1.3.1 Bi bloc ou Split ou mono-split

La PAC bi bloc comporte une unité externe et une unité interne qui sont reliées par deux canalisations de fluide frigorigène. Dans la plupart des cas, l'unité interne se compose d'un échangeur et d'un ventilateur interne. L'unité externe est constituée : d'un échangeur externe, du détendeur, du compresseur et du ventilateur externe.

---

<sup>9</sup> Si les processus du cycle sont réversibles au sens thermodynamique, le facteur de Carnot indique que le COP théorique vaut  $T_{condensation} / (T_{condensation} - T_{évaporation})$

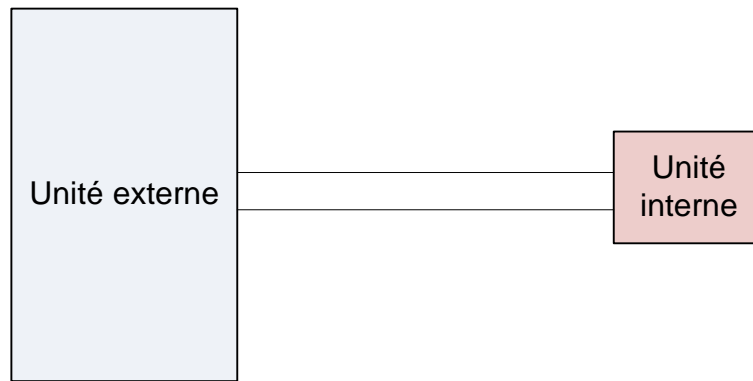


Figure 1.16 - Schéma de principe d'une PAC air/air bi bloc

### 1.3.2 Multi-split

La PAC multi-split est composée d'une seule unité extérieure et de plusieurs unités intérieures (de 2 à 9 unités).

Chaque unité interne est directement alimentée par le fluide frigorigène provenant de l'unité externe via deux canalisations de fluide frigorigène. La gestion de la quantité de fluide frigorigène traversant chaque unité interne est faite depuis l'unité externe via une boîte de répartition de fluide. Selon le nombre d'unités internes, la boîte de répartition peut être installée dans l'unité externe ou non.

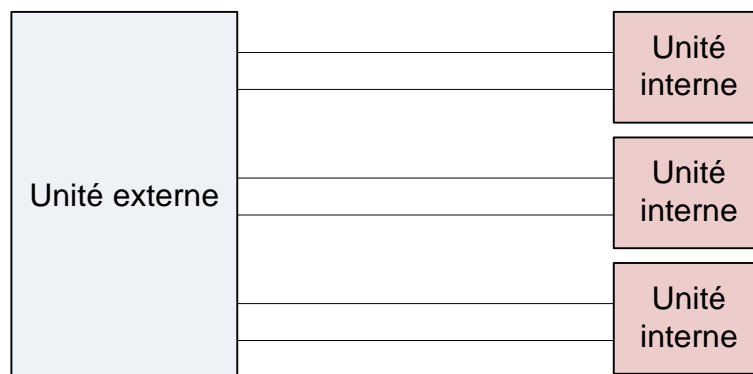


Figure 1.17 - Schéma de principe d'une PAC air/air multi split

En pratique, chaque pièce de l'habitation est équipée d'une unité intérieure. Ces unités peuvent être de tout type et il est possible d'avoir des unités de type différent dans chaque pièce.

Il existe également des PAC multi-split dont toutes les unités internes fonctionnent selon les mêmes paramètres de réglage. Les paramètres de toutes les unités internes sont définis à partir d'une unité principale. Ce type de PAC est appelé Twin, Triple ou Quadri selon le nombre d'unités internes du système.



Figure 1.18 - Configuration d'une PAC air/air multi split



Figure 1.19 - Configuration d'une PAC air/air de type quadri

### 1.3.3 DRV ou VRF ou VRV

Dans les systèmes DRV (à Débit de Réfrigérant Variable) ou VRF en anglais (Variable Refrigerant Flow) ou parfois également appelé VRV<sup>10</sup> (Variable Refrigerant Volume), il y a au minimum une unité externe et deux unités internes. On peut également installer plusieurs unités externes en parallèles (jusqu'à 4 unités selon les fabricants) et alimenter jusqu'à 64 unités internes (jusqu'à 40 unités internes pour une seule unité externe). Les unités internes sont reliées entre elles et raccordées à l'unité externe par une liaison frigorifique composée de deux ou trois tubes. Des boîtiers de répartition peuvent s'intercaler entre les unités internes et externes. Les unités internes

<sup>10</sup> Marque de Daikin pour ce type de systèmes.



fonctionnent de manière complètement autonome. Chaque unité interne détecte son besoin propre et comporte un détendeur électronique qui injecte la quantité adéquate de fluide pour s'adapter à ce besoin. Les informations concernant l'état de fonctionnement de chaque unité interne (notamment le niveau de l'ouverture du détendeur) sont transmises à l'unité externe pour qu'elle gère le débit du fluide frigorigène total nécessaire au bon fonctionnement du système.

Pour des besoins différents, il existe plusieurs types de systèmes DRV :

- Système de climatisation (fonctionnant uniquement en mode refroidissement)
- Système réversible (fonctionnement soit en mode refroidissement soit en mode chauffage)
- Système à récupération d'énergie (ou de chaleur) (il est possible que les unités intérieures fonctionnent en modes différents simultanément).

Le type DRV est similaire au type multi-split. Cependant la différence entre les circulations de fluide de ces deux types est cruciale. Dans le système DRV, chaque unité interne comporte un détendeur alors que le(s) détendeur(s) se situe(nt) tous dans l'unité externe pour le système multi-split. Par ailleurs, pour le système multi-split, tout le fluide frigorigène arrivant aux unités internes provient de l'unité externe. Ce n'est plus le cas pour le système DRV où la chaleur récupérée par les unités internes fonctionnant en mode refroidissement peut être transférée aux unités internes fonctionnant en mode chauffage.

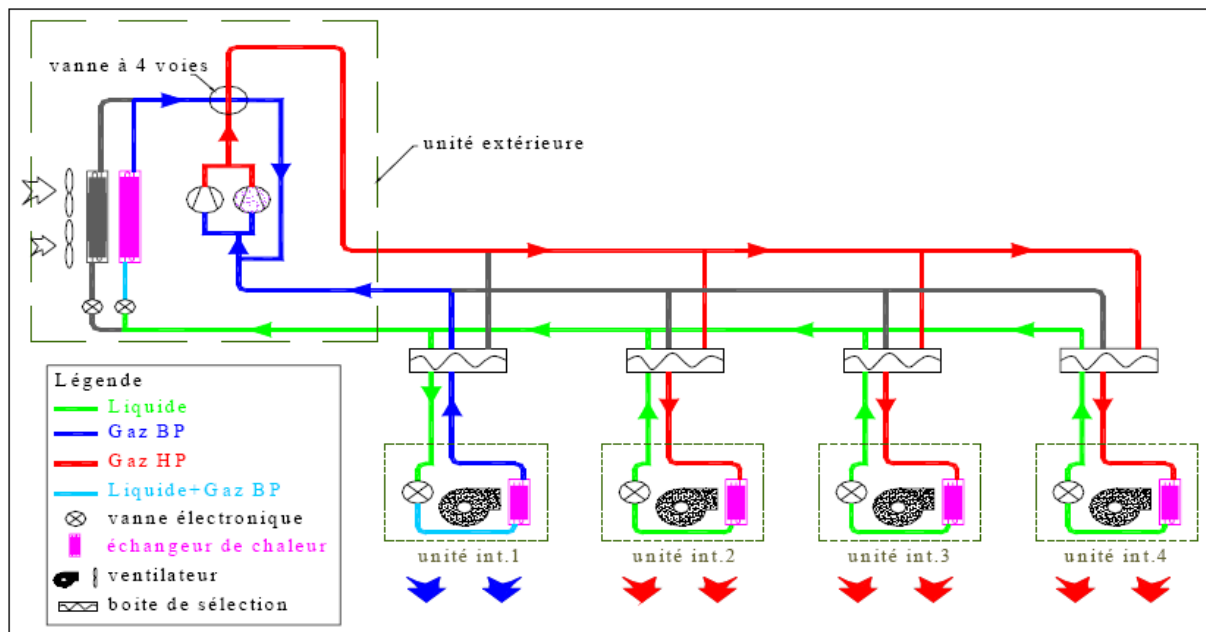


Figure 1.20 - Schéma de principe d'une PAC de type DRV à trois tubes avec trois unités en mode chaud et une unité en mode froid (Marchio et F. 2004)

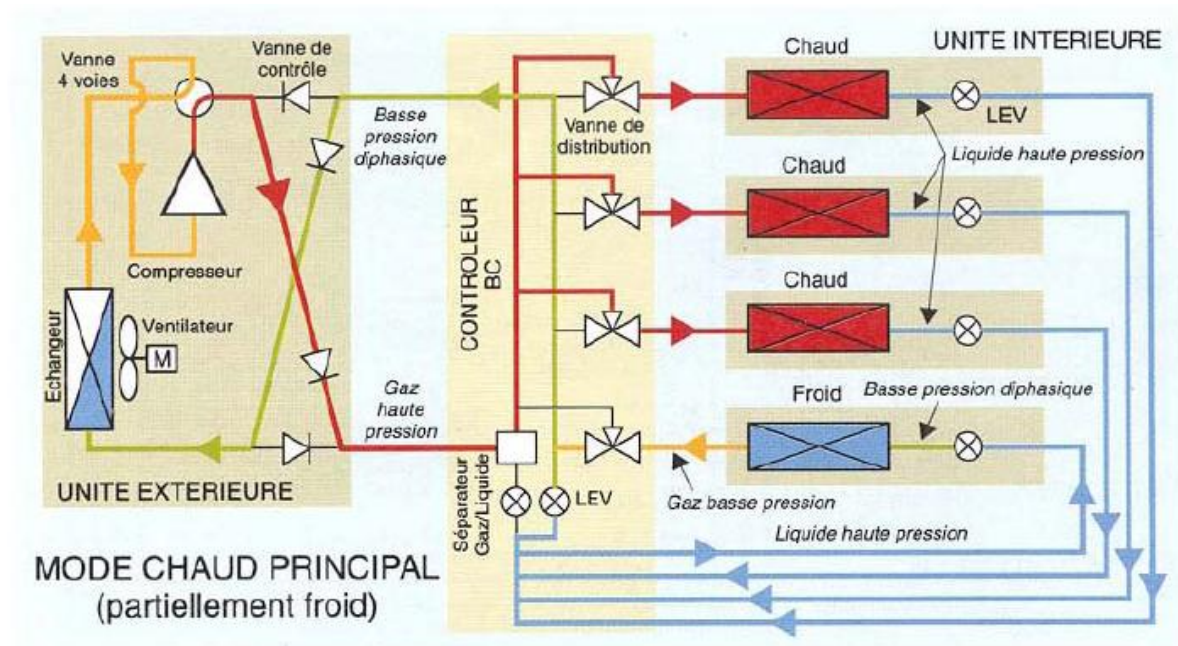


Figure 1.21 - Schéma de principe d'une PAC de type DRV à deux tubes avec trois unités en mode chaud et une unité en mode froid (Mitsubishi Electric s.d.)

### 1.3.4 Différents types d'unités intérieures

#### Mural

L'unité interne de type mural est prévue pour être fixée en haut d'un mur, au dessus d'une porte par exemple. Situées en haut et en bas de l'unité, la bouche de reprise d'air et la bouche de soufflage d'air sont des sections rectangulaires étroites et comportent des volets qui peuvent tourner lors du fonctionnement pour diriger le flux soufflé.



Figure 1.22 - Exemple d'une unité interne de type mural (Mitsubishi Electric s.d.)

#### Console

L'unité interne de type console est conçue pour être posée au sol ou en bas d'un mur, sous une fenêtre, comme un radiateur. Elle comporte souvent deux soufflages (haut-bas). La grille de reprise d'air est de forme carrée.

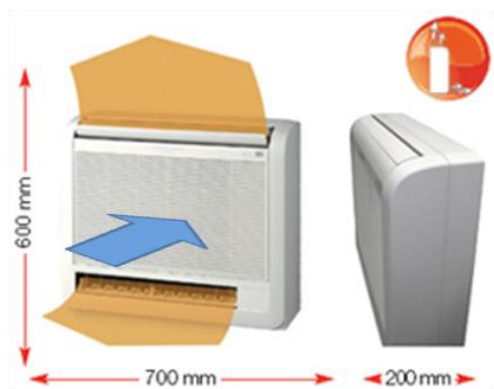


Figure 1.23 - Exemple d'une unité interne de type console (Mitsubishi Electric s.d.)



### Cassette

L'unité intérieure de type cassette est prévue pour être installée en faux plafond, seule sa façade est apparente. Elle comporte une grille de reprise d'air au milieu et un, deux ou quatre soufflages aux bornes. Cette unité est encore appelée « plafond encastrable ».



Figure 1.24 - Exemple d'une unité de type cassette quatre voies (Mitsubishi Electric s.d.)



### Plafonnier

L'unité interne de type plafonnier se suspend sous un plafond. Le soufflage ainsi que la grille de reprise d'air sont de formes rectangulaires avec des sections plus élevées que dans les autres types.



Figure 1.25 - Exemple d'une unité de type plafonnier (Mitsubishi Electric s.d.)

## Gainable

L'unité intérieure de type gainable est prévue pour être installée avec un réseau de conduits de distribution d'air. L'air est aspiré et réchauffé (ou refroidi) au niveau de l'unité intérieure. Ensuite l'air produit est distribué dans les pièces d'habitation à l'aide d'un réseau de conduits. A la sortie de l'air, les bouches de soufflage revêtent souvent une forme rectangulaire très fine. A la différence des autres types, le type gainable règle la température souhaitée de chaque pièce en variant simplement la section de soufflage, par ouverture ou fermeture de volets. Les volets ont donc pour rôle de limiter le débit d'air de sortie, non de diriger la direction du flux d'air.

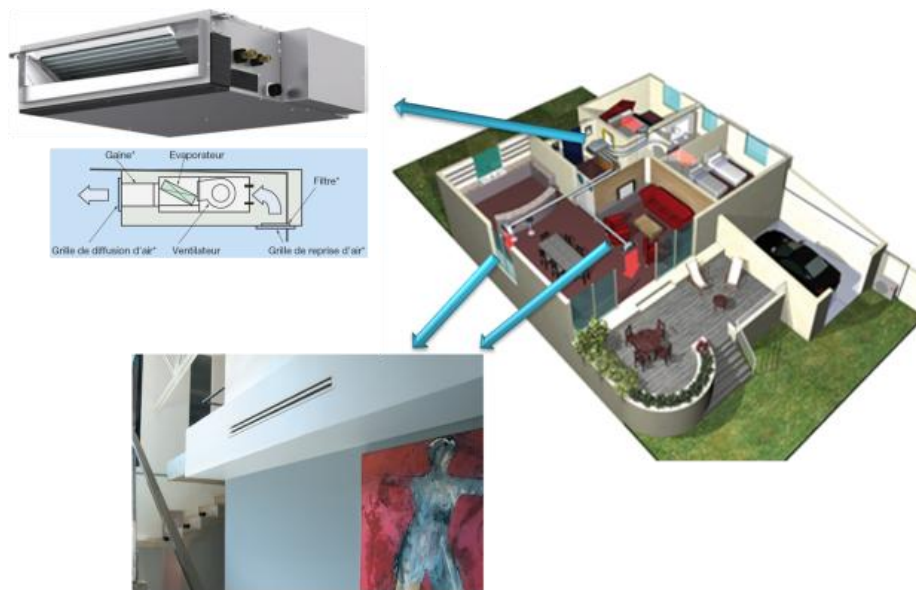


Figure 1.26 - Exemple d'une unité de type gainable (Mitsubishi Electric s.d.)

## Applications résidentielles

Du point de vue des applications résidentielles, on rencontre surtout les types split et multi-split. Le DRV n'est généralement pas utilisé pour des maisons individuelles mais plutôt pour des résidences collectives ou des hôtels.

Concernant les types d'unités intérieures en application résidentielle, on rencontre principalement le type mural, le type console et le type gainable en raison d'une installation simple et de petites tailles. Le type cassette est rarement utilisé pour le secteur résidentiel mais plutôt pour le secteur tertiaire. Le type plafonnier peut être rencontré dans le premier secteur mais pour des grands volumes.

## 1.4 Conclusion

Ce chapitre a présenté les caractéristiques techniques des PAC air/air avec l'objectif de développer des méthodes de mesures des performances saisonnières en mode chauffage. Ces méthodes devront fonctionner pour toutes les configurations de la PAC. Cependant pour qualifier les méthodes, il suffira de les tester pour le cas le plus simple et le plus courant, une PAC bi bloc à débit de fluide frigorigène variable et avec une unité intérieure de type mural.

Nous avons également identifié les phénomènes potentiellement rencontrés en condition in situ qui affectent les performances saisonnières :

- Le dégivrage représente une perte énergétique. Il faut déterminer la part de cette perte dans l'énergie produite totale sachant que la période de dégivrage est très courte par rapport à un cycle complet de givrage-dégivrage.
- Le fluide frigorigène est probablement diphasique en aval du condenseur en situation transitoire. Cela peut accroître la complexité des méthodes internes qui sont basées sur les mesures du fluide car il est nécessaire d'en mesurer le titre de vapeur. Cette situation peut également arriver en permanence pour certaines conditions (voir Chapitre 4).
- Le débit de l'air traversant l'UI peut ne pas respecter son débit nominal à cause de la qualité d'installation et de la maintenance. Ceci implique l'obligation de mesurer le débit d'air si les méthodes externes sont employées.



## **Chapitre 2**

### **MOYENS UTILISABLES POUR MESURER LA PERFORMANCE SAISONNIERE D'UNE PAC AIR/AIR**

---



Etant données les exigences d'une méthode de mesure de performance (la simplicité de l'installation, l'adaptation à la machine, la possibilité d'intégration, la précision de la mesure, le confort des occupants dans l'habitation en cas de mesure in situ...), le choix des outils de mesures est crucial. Cette partie présente un descriptif exhaustif des appareils existants qui pourraient s'adapter aux besoins des méthodes de mesure du COP d'une PAC air/air.

## 2.1 Mesure de débit aéraulique

Les méthodes externes exigent de mesurer le débit de l'air passant à travers les batteries. La méthode la plus courante est que l'air est dirigé au moyen d'un cône puis le débit est mesuré par un anémomètre (ex : anémomètre à hélice). Cependant cette méthode est considérée comme non adaptée pour les mesures in situ du point vu de l'inconfort lié à l'encombrement pour les occupants dans l'habitation.

Une des solutions potentielles est de mesurer le champ des vitesses de l'air. Les sondes de mesure utilisées doivent être suffisamment petites pour que d'une part le champ puisse être identifié correctement (car ce dernier n'est généralement pas homogène) et d'autre part la perte de charge créée par les sondes reste négligeable. Nous présentons par la suite 2 types d'anémomètres qui répondent à cette exigence : anémomètre à fil chaud et tubes de Pitot.

Il existe également des méthodes « indirectes » pour déterminer le débit, ex : en utilisant la cartographie du ventilateur. Ces méthodes seront présentées dans le Chapitre 3.

### 2.1.1 Anémomètre à fil chaud

L'anémomètre à fil chaud est constitué d'un élément sensible, dit fil chaud, que l'on introduit dans la veine d'air pour mesurer la vitesse de circulation du flux. Sa plage de fonctionnement peut se situer entre 0,15 m/s et 30 m/s (Dupuis et Delmas 2009). Sa bonne réactivité temporelle le rend particulièrement bien adapté à l'étude des écoulements turbulents pour lesquels la vitesse et la température varient rapidement (ONERA s.d.).

Il est à noter que l'appellation « fil chaud » est aujourd'hui impropre parce que ce procédé de mesure est basé sur l'utilisation d'une thermistance qui peut être un fil ou un film avec des formes différentes (plan, cône, sphère...).

### Principe de fonctionnement

L'élément sensible est chauffé électriquement. Comme il est placé dans un écoulement, il est refroidi par convection forcée<sup>11</sup>. L'équilibre thermique de l'élément est donc un résultat du bilan du chauffage électrique et du refroidissement convectif. Si la vitesse du fluide change, l'échange convectif se modifie en conséquence. Cela entraîne une variation de la température de l'élément et donc de sa résistance électrique. Ainsi, la variation de la résistance électrique du fil donne accès à la vitesse du fluide. On peut donc trouver la vitesse d'après une mesure de la résistance électrique. De manière générale, l'élément est sensible à la vitesse dans une certaine direction et insensible dans les autres directions. En particulier, un élément de forme fil est sensible à la composante normale de

---

<sup>11</sup> Les autres modes de transfert thermique (conduction, rayonnement) sont négligeables par rapport au transfert de chaleur par convection forcée.



la vitesse par rapport au fil puisque l'échange convectif ne dépend que de cette composante. Il faut bien noter que la vitesse mentionnée dans cette partie est la composante normale.

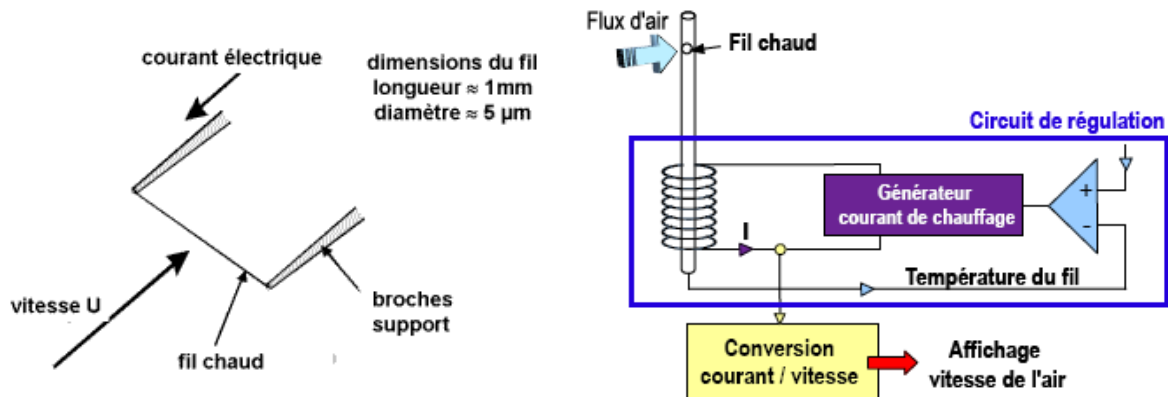


Figure 2.1 - Principe d'un anémomètre à fil chaud (ONERA s.d.)(Kimo s.d.)

La résistance électrique du fil chaud est variable avec sa température. La résistance suit la loi :

$$r_{fc} = r_0 \left[ 1 + \alpha (T_{fc} - T_0) \right] \quad (2.1)$$

Où  $T_{fc}$  est la température de la thermistance (en °C)

$T_0$  est la température de référence (en °C)

$r_{fc}$  et  $r_0$  sont les résistances du fil à sa température et à la température de référence respectivement (en  $\Omega$ )

$\alpha$  est le coefficient de température du matériau résistif constituant le fil (en  $K^{-1}$ )

Pour la mesure de vitesse de l'air, L.V.KING, cité dans (Dupuis et Delmas 2009), a proposé une loi de la forme suivante:

$$\frac{r_{fc} I^2}{r_{fc} - r_a} = A + B \sqrt{v} \quad (2.2)$$

où  $r_{fc}$  et  $r_a$  sont les résistances du fil à sa température et à la température de l'air

$I$  est l'intensité dans le fil (en A)

$v$  est la vitesse de l'air (en m/s)

A, B sont les constantes qui dépendent de la constitution du fil (dimensions, nature...) (en  $A^2$  et  $A^2 \cdot s^{1/2} \cdot m^{-1/2}$  respectivement).

En conclusion, la connaissance de l'intensité  $I$  et des résistances  $r_{fc}$  et  $r_a$  permet de déduire la vitesse de l'air  $v$ .

### Modes de fonctionnement

D'après l'équation (2.2), il y a deux modes de fonctionnement possibles : mode en courant constant et mode en température constante.

**Mode en courant constant** : Le fil est alimenté par un générateur de tension continue et stabilisée au travers d'une très grande résistance. Le signal utile est alors la tension prélevée aux bornes du fil. Ce

signal permet de déduire la résistance du fil  $r_{fc}$ , donc la vitesse  $v$ .

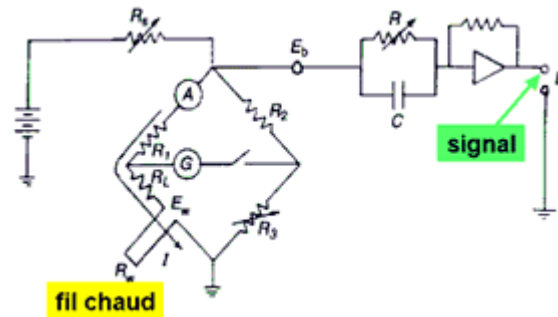


Figure 2.2 - Anémomètre à fil chaud en mode courant constant (ONERA s.d.)

**Mode en température constante :** La résistance électrique du fil, et par conséquent sa température, est maintenue constante par un asservissement. Le signal utile est la tension prélevée aux bornes du fil ou bien l'intensité du courant traversant le fil. Ce signal permet de déduire la vitesse.

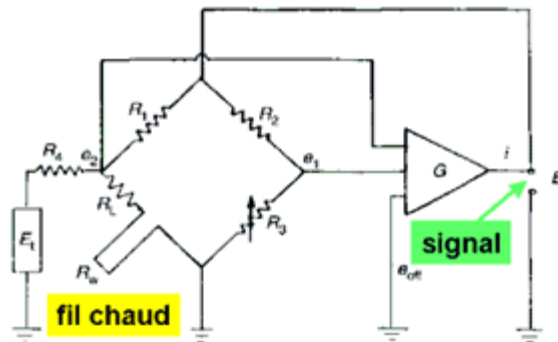


Figure 2.3 - Anémomètre à fil chaud en mode température constante(ONERA s.d.)

### Surchauffe des éléments sensibles

L'échange thermique entre un fil chaud et le fluide ambiant, et par suite la sensibilité de l'anémomètre, dépend de l'écart de température  $T_{fc} - T_a$ , entre la température du fil chaud  $T_{fc}$  et la température du fluide ambiant  $T_a$ . On introduit donc le coefficient de surchauffe sous la forme :

$$a = \frac{T_{fc} - T_a}{T_a} = \frac{r_{fc} - r_a}{r_a} \quad (2.3)$$

où les températures sont exprimées en kelvins.

Ce coefficient est normalement ajustable. Pour les fils chauds utilisés dans l'air,  $a \leq 0,8$ . Pour les fils utilisés dans les liquides,  $a \leq 0,08$  (Comte-Bellot et Schon 1978). Des surchauffes trop élevées pourraient entraîner une dégradation du fil dans le premier cas ou un phénomène de vaporisation dans le second.

### Coefficient de sensibilité et précision

C'est l'opération qui consiste à relier la tension de sortie de l'anémomètre à la vitesse et à la température de l'écoulement d'air. Un exemple est donné Figure 2.4. Pour la même température, plus la vitesse est grande, plus la sensibilité est faible. Pour la même vitesse, moins la température est élevée, plus la sensibilité est faible. Ainsi, on obtient des sensibilités adaptées à des mesures à température élevée et/ou à vitesse faible.

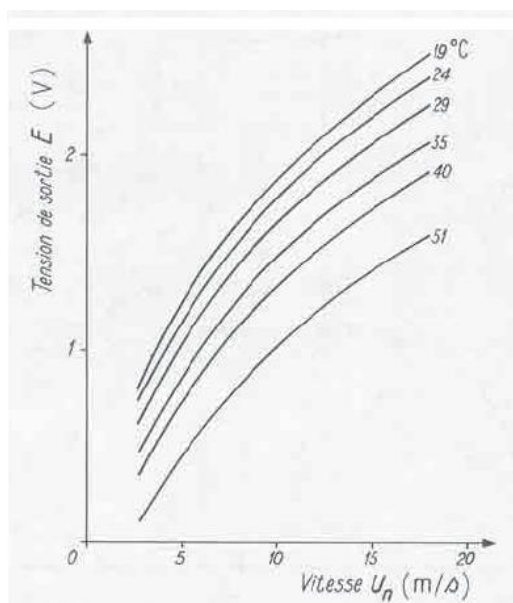


Figure 2.4 - Courbe d'étalonnage d'un anémomètre à fil chaud selon la vitesse normale et la température de l'air. Fil  $\phi = 0,5 \mu\text{m}$ , surchauffe  $a=0,5$  (Comte-Bellot et Schon 1978)

Bien que la précision de mesure dépende des conditions d'essais, l'anémomètre à fil chaud peut donner, en moyenne, une bonne précision (avec 3% comme ordre de grandeur, (Kimo s.d.)).

### Temps de retard

Bien que de petites dimensions, le fil et la zone de fluide environnante (couche limite laminaire) créent un retard dans la transmission des variations de vitesse du fluide. Ce retard se traduit par une simple constante de temps  $M$ . La constante  $M$  dépend de la nature et de la géométrie du fil et également des conditions d'essais (vitesse, surchauffe...).

Exemple : pour un fil de platine, de  $4 \mu\text{m}$  de diamètre,  $M=0,3 \text{ ms}$  pour une vitesse de  $20 \text{ m/s}$  et un coefficient de surchauffe de  $0,8$  (Comte-Bellot et Schon 1978).

$M$  décroît quand le diamètre et la surchauffe du fil décroissent et quand la vitesse du fluide croît.

### Principe de mesurage

Le principal avantage d'un anémomètre à fil chaud est sa réponse très rapide avec une précision élevée. Par contre, l'inconvénient le plus important est sa fragilité. D'une part, parce que la résistance mécanique du fil est faible. D'autre part, le fil ne résiste pas bien à l'impact de poussières ni aux opérations indécates de l'opérateur.

#### Mesurage avec un seul fil

On a vu que les signaux de sortie d'un anémomètre à fil chaud étaient sensibles à la fois à la vitesse normale au capteur et à la température de l'air. Il faut donc connaître la température de l'air afin de déterminer la vitesse.

La principale limite dans l'utilisation d'un anémomètre à un seul fil chaud réside dans l'unidirectionnalité de la mesure.

#### Association de plusieurs fils

Une association de plusieurs fils permet d'obtenir plusieurs composantes de la vitesse totale et

également la température de l'air.

Ainsi, si l'on connaît la température, un montage avec trois fils croisés permet de déterminer les trois composantes de la vitesse.

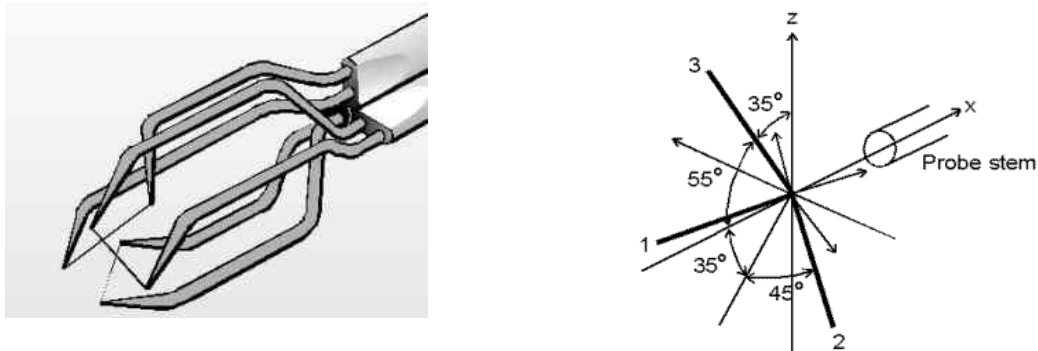


Figure 2.5 - Anémomètre à sonde tri-axiale pour les mesures en tridimensionnel(ONERA s.d.).

Dans le cas où la vitesse varie très peu en norme et en direction, autour d'une vitesse moyenne dont la direction est connue (par exemple dans le cas d'une étude de la fluctuation d'écoulement de l'air), le montage peut être réduit à deux fils (voir la Figure 2.6). En effet, le fil 2 permet de mesurer la vitesse moyenne et la fluctuation longitudinale. Le fil 1 mesure la fluctuation transversale.



Figure 2.6 - Anémomètre à deux fils croisés pour la mesure de deux composantes de la vitesse

Si l'on ne connaît pas la température de l'air, l'adjonction d'un fil complémentaire est nécessaire. Ce fil est très peu chauffé et se comporte comme un thermomètre à résistance. Il permet donc la détermination de la température d'air.

### Films chauds

On a vu que l'appellation « fil chaud » est impropre. La thermistance peut également avoir la forme d'un film collé sur un support. Par rapport à un anémomètre à fil chaud, celui à film chaud contient plusieurs avantages :

- Il répond plus vite en raison d'une faible résistance électrique de la thermistance et de la grande surface d'échange.
- Il est plus résistant mécaniquement. Il sera utile pour des mesures de vitesse élevée ou pour des liquides.
- Il est plus facile à entretenir (lavage de la surface de la thermistance par exemple).

- Selon la forme du support, il dispose de plusieurs configurations différentes : surface plane, cône, parabole, sphère...

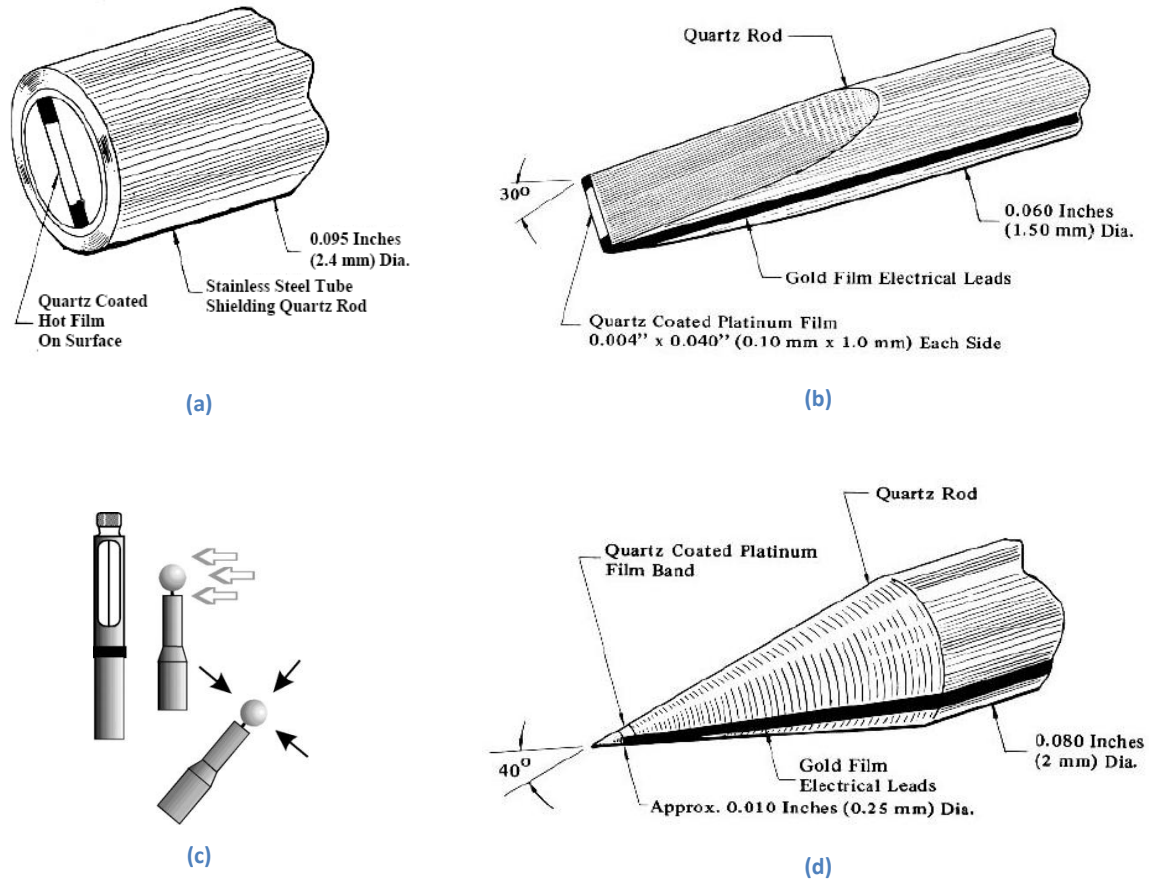


Figure 2.7 - Sondes à film chaud avec différentes formes: (a) plat ; (b) cunéiforme; (c) sphérique; (d) conique

Selon la forme du film, l'anémomètre peut mesurer une composante de la vitesse ou la vitesse totale. En effet, avec un film à forme plate, on peut mesurer la composante normale à la surface. Avec un film conique, il mesure la composante normale à l'axe du cône. Enfin, avec un film sphérique, il mesure la vitesse totale (on ne connaît que la norme du vecteur vitesse, et pas sa direction).

## 2.1.2 Tube de Pitot

### Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement du tube de Pitot est basé sur la mesure simultanée de deux pressions du fluide: pression statique et pression totale, permettant de calculer le débit masse via la vitesse d'écoulement. Ce principe est applicable à la fois pour des fluides liquides et pour des fluides gazeux.

Le débit masse est calculé par :

$$q = \rho S v$$

avec :  $v$  vitesse du fluide, en m/s.  
 $\rho$  masse volumique du fluide, en kg/m<sup>3</sup>.

$S$  section de la conduite, en  $m^2$ .

### **Fluide incompressible**

Si le fluide est incompressible, le théorème de Bernoulli donne la relation entre la pression statique  $p_s$  (en Pa) et la pression totale  $p_t$  (en Pa) :

$$p_t = p_s + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (2.4)$$

Cette relation permet de déterminer la vitesse du fluide. L'air dans les applications des PAC est considéré comme fluide incompressible, puisque la pression différentielle est faible (d'environ 1,2 Pa pour une vitesse de 1 m/s).

Il faut noter que le principe des tubes de Pitot s'applique également avec le fluide frigorigène. On distingue 3 situations :

- le fluide frigorigène en phase liquide est quasi incompressible
- le fluide en phase gazeuse à vitesse faible est aussi incompressible
- le fluide en phase gazeuse à vitesse élevée par contre doit être considéré comme compressible et la façon de détermination de la vitesse est présentée ci-dessous.

### **Fluide compressible non visqueux**

La pression totale et la pression statique dans un écoulement subsonique d'un gaz suivent la loi suivante :

$$p_t = p_s \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (2.5)$$

avec :  $\gamma$  est le coefficient isentropique (sans dimension) qui dépend que de la nature du fluide<sup>12</sup>

$M$  est le nombre de Mach, sans dimension

Pour une circulation du fluide frigorigène, l'écoulement est sûrement subsonique. Alors, on peut appliquer l'équation (2.5) au fluide frigorigène gazeux si le fluide est en phase gazeuse.

Le nombre de Mach est défini comme le rapport de la vitesse du fluide  $U$  à la vitesse du son dans le fluide au repos  $c$ , en m/s.

$$M = \frac{v}{c} \quad (2.6)$$

Enfin, la vitesse du son dans un gaz peut être déterminée par une des deux formules suivantes :

$$c = \sqrt{\gamma \frac{p_s}{\rho}} = \sqrt{\gamma r T} \quad (2.7)$$

avec :  $r$  constante dimensionnelle du gaz considéré, définie comme le rapport de la constante universelle des gaz parfaits  $R$  à la masse molaire  $M$  du gaz, en J/kg.K.

---

<sup>12</sup> Pour les gaz parfaits,  $\gamma$  est une constante qui vaut 5/3 pour des gaz monoatomiques et vaut 7/5 pour des gaz diatomiques. Pour les gaz réels,  $\gamma$  dépend peu de la température.

$T$  température absolue du gaz, en K.

La connaissance des pressions  $p_t$  et  $p_s$  et de la température  $T$  permet de déduire la vitesse du gaz via les équations (2.5), (2.6), et (2.7).

### Principe de mesure

Le principe de mesure de pression totale et de pression statique est illustré sur la Figure 2.8. La pression totale est mesurée au travers d'un tube situé face au fluide, alors que la pression statique l'est au travers de tubes perpendiculaires à l'écoulement. Afin de déterminer le débit masse, un thermomètre doit être intégré dans ce système.

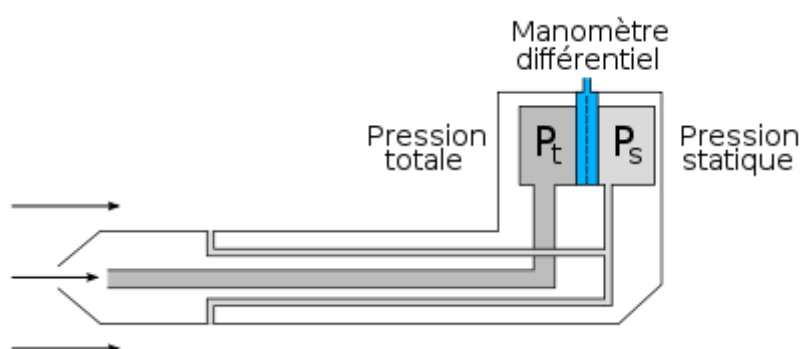


Figure 2.8 - Principe de mesure de pression total et de pression statique

Pour éviter des perturbations, la longueur droite en amont et en aval du point de mesure doit être d'environ 10 fois plus grande que le diamètre de la conduite (Dupuis et Delmas 2009).

### 2.1.3 Conclusion

L'anémomètre à fil chaud peut être utilisé pour la méthode de mesure externe. Parmi les types de sondes existant, **la mieux adaptée à notre cas est la sonde à film chaud sphérique**. Elle comporte plusieurs avantages :

- Elle est omnidirectionnelle. Elle n'est donc pas sensible à la direction de l'air. En particulier, elle peut s'adapter aux bouches de soufflage à volets tournants.
- Par rapport aux sondes de forme filaire, elle est plus résistante mécaniquement et plus facile à entretenir. En plus, elle répond plus vite, donc s'adapte mieux aux régimes instables.
- Elle est de taille réduite. Ceci est un facteur significatif lors du choix des outils pour des mesures in situ.
- Bien entendu, avec la sonde tri-axiale on pourrait connaître non seulement la norme de la vitesse d'air mais également sa direction. Par conséquent, le débit calculé serait plus précis. Cependant pour obtenir cette meilleure précision, la sonde tri-axiale exige une installation très précise. C'est pourquoi, nous ne préconisons pas d'utiliser cette sonde pour des mesures in situ. De plus, son prix est bien supérieur à celui d'une sonde sphérique. Par contre, la sonde tri-axiale pourrait être utilisée en laboratoire afin d'estimer les erreurs liées à la non connaissance de la direction d'air lors des mesures effectuées par la sonde sphérique.

## 2.2 Mesures de débit du fluide frigorigène

Même si le principe des tubes de Pitot permet de mesurer le débit du fluide frigorigène, l'utilisation de ce moyen semble en réalité difficile à appliquer sur une PAC. En effet, le diamètre le plus petit, parmi des tubes de Pitot existant, est d'environ ¼ pouce, qui a le même l'ordre de grandeur avec le diamètre du tuyau frigorifique pour les PAC résidentielles (3/4 pouce au maximum). Cela peut d'une part causer une perturbation significative sur le circuit frigorifique et d'autre part entraîner une mesure incorrecte de la pression statique.

Dans cette partie, 2 types de débitmètre pouvant être utilisés pour les PAC air/air sont présentés. Il existe des méthodes de mesures « indirectes », ex : en utilisant le bilan thermique du compresseur. Ces méthodes seront exposées dans le Chapitre 3.

### 2.2.1 Le débitmètre massique à effet de Coriolis

#### Principe de fonctionnement

Dans un système en rotation, une particule se déplaçant à vitesse  $\vec{V}$  subit la force de Coriolis qui vaut :

$$\vec{F} = 2m\vec{V} \wedge \vec{\Omega} \quad (2.8)$$

où :  $m$  : la masse de la particule (en kg)

$\vec{V}$  : la vitesse de la particule par rapport à l'axe de rotation (en m/s)

$\vec{\Omega}$  : la vitesse angulaire du système (en rad/s)

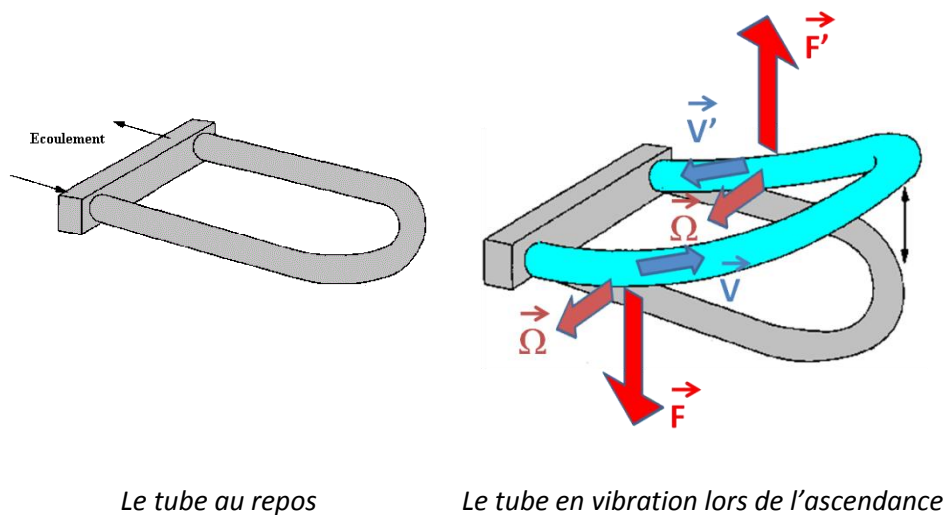


Figure 2.9 - Principe du fonctionnement d'un débitmètre à effet de Coriolis

Le principe de fonctionnement du débitmètre Coriolis est illustré sur la Figure 2.9. Un tube en forme de U sans obstacle est fixé sur un support et vibre à une fréquence donnée (à l'aide d'un bobinage électromagnétique). Lorsque le tube monte pendant une moitié de sa période vibratoire, il a une vitesse angulaire  $\vec{\Omega}$  autour du support (voir Figure 2.9). D'après l'équation (2.8), le fluide entrant dans le tube subit une force de Coriolis vers le bas. Lorsque le fluide franchit le coude du tube, sa vitesse change de direction. On a donc une force vers le haut. La différence de ces forces entraîne



une torsion du tube. Lorsque le tube descend pendant la seconde moitié de sa période vibratoire, il se tord dans le sens opposé. On a donc une torsion vibratoire. Du fait de la seconde loi de mouvement de Newton, l'amplitude de la torsion du tube est directement proportionnelle au débit masse du fluide traversant. En mesurant la torsion, on peut déduire le débit massique.

En réalité, la torsion se superpose à la vibration principale. La détection de cette torsion est donc difficile. On utilise souvent des détecteurs électromagnétiques situés le long du tube et un système de traitement des signaux électriques. Cela permet de déterminer non seulement le débit masse mais également la masse volumique du fluide<sup>13</sup>. Ce principe est illustré sur la Figure 2.10 où la courbe rouge correspond à la vibration du tube avec le fluide en circulation et la courbe bleue à la vibration du tube sans circulation du fluide. En fait, il n'y a pas de force de Coriolis au coude du tube, la vibration à cet endroit représente donc la vibration du tube hors circulation du fluide.

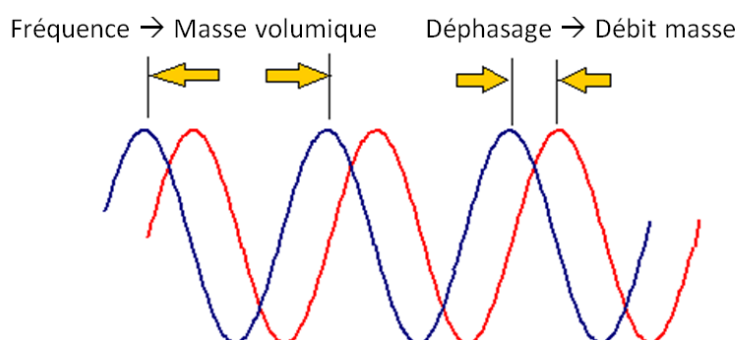


Figure 2.10 - Principe de mesure du débit masse et de la masse volumique par un débitmètre à effet de Coriolis

Des explications plus détaillées du principe de fonctionnement sont présentées en Annexe A.

## Les caractéristiques

En réalité, le tube de mesure peut revêtir plusieurs formes : forme de U, forme de V ou bien forme de deux tubes parallèles.



Débitmètre à tube en forme de U



Débitmètre à tube en forme de V



Débitmètre à tubes parallèles

Figure 2.11 - Formes différentes du débitmètre à effet de Coriolis (KROHNE s.d.), (Endress-Hausser s.d.)

<sup>13</sup> La fréquence est proportionnelle à la racine carrée de la masse vibratoire. Le déphasage est proportionnel à l'amplitude de la torsion qui se superpose à la vibration principale.

La température est un facteur important pour la précision de mesure. C'est pourquoi, tous les débitmètres à effet Coriolis disposent d'un thermomètre pour mesurer la température du fluide.

Le débitmètre à l'effet Coriolis comporte les avantages suivants :

- Principe de mesure universel pour les liquides et les gaz.
- Principe de mesure indépendant des propriétés physiques du fluide.
- Mesure simultanée et directe du débit masse, de la masse volumique, de la température (par association à une sonde de température) et de la viscosité (pour certains modèles).
- Précision de mesure élevée (0,1 % comme ordre de grandeur (Endress-Hausser s.d.) pour des mesures en liquide, plus importante pour les gaz et pour les mélanges).
- Pas de longueurs droites nécessaires à l'entrée et à la sortie du débitmètre.
- Peu de perte de charge si la section du tube est bien choisie.

**Pour un fluide diphasique, il existe une plage de non fonctionnement de titre de vapeur  $[x_{min}, x_{max}]$  dans laquelle le débitmètre ne peut plus fonctionner.** En effet, si le titre de vapeur est dans cette plage, le débitmètre n'arrive plus à déterminer la fréquence à cause du déséquilibre de la quantité de fluide dans les deux branches du tube de mesure. L'information sur cette plage n'est pas toujours disponible chez les constructeurs car elle est difficile à déterminer. Elle dépend non seulement de la nature du fluide, des paramètres thermodynamiques et dimensionnels (température, pression, débit, diamètre...) mais également de paramètres « arbitraires ». Par exemple, pour le même titre de vapeur, la taille des bulles de gaz influence la plage de non fonctionnement d'un débitmètre de Coriolis. Plus la taille est grande, plus la mesure est difficile car le déséquilibre en masse de fluide passant dans le tube de mesure est plus important.

### Principe de mesure

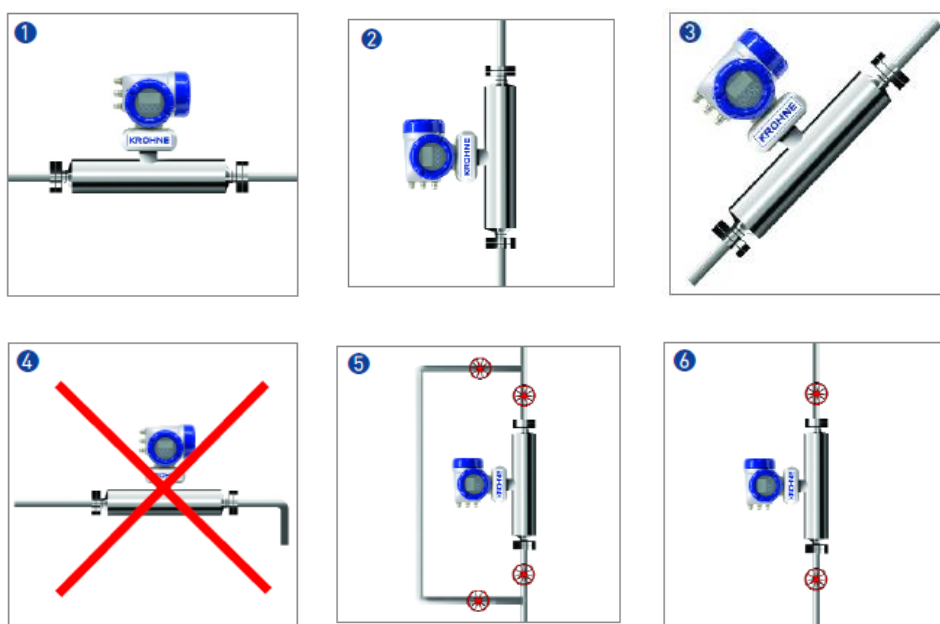


Figure 2.12 - Principes généraux de montage (KROHNE s.d.)

Le débitmètre à effet Coriolis peut être intégré de plusieurs façons :

- 1 : Montage horizontal avec écoulement de gauche à droite  
2, 3 : Montage vertical ou oblique avec écoulement ascendant

- 4 : Montage avec des sections verticales après le débitmètre ; ce montage n'est pas recommandé car il provoque un siphonnage de la canalisation, donc des risques d'erreurs.
- 5, 6 : Montages verticaux avec vannes d'isolement pour effectuer le calibrage du zéro. Il est recommandé également de fixer une vanne en aval du débitmètre afin d'empêcher l'écoulement inversé lors de l'arrêt de la pompe.

## 2.2.2 Débitmètre volumique à ultrasons : type temps de transit

### Principe de fonctionnement

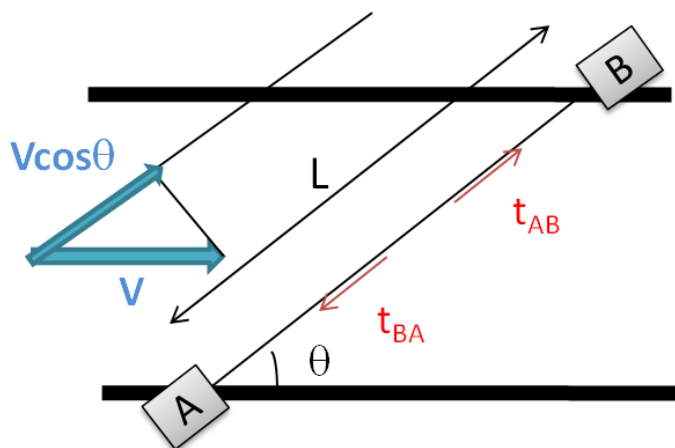


Figure 2.13 - Principe du fonctionnement du débitmètre à temps de transit

Le débitmètre est constitué de deux sondes opposées dirigées l'une vers l'autre, la première placée en amont (sonde A), la seconde en aval (sonde B). Le débitmètre émet par l'une des deux sondes un signal ultrasonore qui est reçu par l'autre sonde. Il peut ainsi déterminer le temps entre l'émission du signal et la réception du signal d'écho. Le débitmètre effectue ensuite la même opération en sens inverse : tir, réception de l'écho, détermination du temps de transit. Ces deux tirs permettent de connaître les temps  $t_{AB}$  (temps de transmission de la sonde amont vers la sonde aval) et  $t_{BA}$  (temps de transmission de la sonde aval vers la sonde amont), ainsi que la différence  $\Delta t$  entre les deux temps de transmission. Cette différence est liée à la variation de la vitesse du signal selon le sens de transmission. En effet, le signal se propage plus vite dans le sens de l'écoulement du fluide qu'à contre courant.

Les temps de parcours sont exprimés comme suit :

$$t_{AB} = \frac{L}{C + v \cos \theta} \quad t_{BA} = \frac{L}{C - v \cos \theta} \quad \Delta t = t_{BA} - t_{AB}$$

Où :  $L$  la longueur de parcours du signal dans la conduite, en m.  
 $C$  la vitesse du signal lorsque le fluide est au repos, en m/s.  
 $v$  la vitesse du fluide, en m/s.  
 $\theta$  l'angle formé par la direction de l'écoulement et la ligne AB, en rad.

A partir de ces équations, on peut déduire la vitesse du fluide  $v$  par :

$$v = \frac{L \Delta t}{2 \cos \theta t_{AB} t_{BA}} \quad (2.9)$$

## Caractéristiques

### *Facteurs d'absorption des sondes ultrason*

Une onde ultrasonore se propageant dans un milieu subit une atténuation qui peut être due à plusieurs facteurs.

- Fréquence : L'absorption est proportionnelle au carré de la fréquence. On utilisera donc une fréquence réduite si l'onde doit parcourir un trajet important dans le milieu mesuré ou si le fluide mesuré est fortement absorbant.
- Viscosité : L'absorption est proportionnelle à la viscosité du milieu.
- Absorption par les bulles de gaz : Les puissances ultrasonores sont fortement atténuées lors de la traversée des bulles de gaz. C'est la difficulté principale pour des fluides contenant des bulles de gaz.
- Réflexion par particules ou par bulles de gaz : Une onde se propageant dans un liquide chargé est réfléchi.

La technique de mesure par la différence de temps de transit n'est théoriquement pas adaptée à une mesure de débit d'un fluide trop chargé en bulles de gaz. En effet, lorsqu'une onde acoustique rencontre l'interface séparant deux milieux d'impédance acoustique différente, une partie de l'onde est transmise dans l'autre milieu tandis qu'une autre partie se réfléchit sur l'interface. Le coefficient de réflexion dépend des impédances des deux milieux. Il devient plus important lorsque la différence des impédances augmente<sup>14</sup>. En particulier, un bulle de gaz dans un fluide représente un réflecteur parfait<sup>15</sup>.

Certains constructeurs indiquent le pourcentage volumique en particules ou en bulles du liquide (en général 1 ou 2 %, parfois jusqu'à 7 %) au-dessus duquel la mesure risque de ne pas être possible. Cette indication n'est cependant pas significative car la possibilité de mesure dépend principalement de la taille de la particule ou de la bulle et de sa composition (Kadir 2004).

Si le liquide est trop chargé, on peut utiliser une autre technique, par exemple l'effet Doppler. Certains constructeurs ont en effet développé des appareils permettant de mesurer le débit soit par différence de temps de transit, soit par effet Doppler, suivant le degré de charge du liquide mesuré. Le choix de l'une ou l'autre des techniques peut être fait à la demande ou de façon automatique. Cette solution est particulièrement intéressante lorsque le liquide subit des variations importantes de turbidité, la technique de différence de transit n'étant pas vraiment applicable à des liquides chargés et la mesure par effet Doppler pas bien adaptée à des liquides peu chargés.

---

<sup>14</sup> Le coefficient de réflexion énergétique s'exprime en  $R = \left( \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} \right)^2$  où  $Z_1$  et  $Z_2$  sont les impédances acoustiques de deux milieux.

<sup>15</sup> L'impédance acoustique d'un milieu se définit comme étant le produit de sa masse volumique par la vitesse du son. L'impédance du gaz que contient la bulle est beaucoup plus petite que celle du liquide. Cela implique que le coefficient de réflexion est très proche de l'unité.

### Coefficient hydraulique

Du fait de la non-uniformité des vitesses d'écoulement dans la section de la conduite, la vitesse moyenne du fluide le long de la trajectoire du signal sonore  $V_t$ , qui est mesurée par le débitmètre, est différente de la vitesse moyenne par rapport à la section  $V_s$ , qui permet de calculer le débit volumique. Le passage de  $V_t$  à  $V_s$  est réalisé à l'aide d'un coefficient  $K_H$ , appelé coefficient hydraulique, défini par la relation<sup>16</sup> :

$$K_H = \frac{V_t}{V_s}$$

La valeur du  $K_H$  dépend du mode d'écoulement : laminaire ou turbulent. On peut distinguer ces deux modes à l'aide du nombre de Reynolds  $Re$  défini par :

$$Re = \frac{V_s D}{\nu}$$

où :  $V_s$  est la vitesse moyenne à la section de la conduite, en m/s.

$D$  est le diamètre de la conduite, en m.

$\nu$  est la viscosité cinétique du fluide à sa température, en  $\text{m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ St}$ .

En théorie, l'écoulement est d'autant plus turbulent que le nombre de Reynolds est élevé. En dessous de 2300, l'écoulement est laminaire. Au-dessus de 3000, l'écoulement est turbulent. Cette séparation est cependant nuancée car elle dépend également de la longueur droite au point considéré.

**Calcul de  $K_H$  dans le cas d'un écoulement laminaire :**

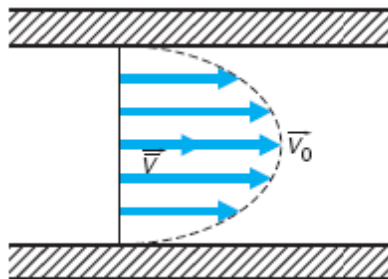


Figure 2.14 - Ecoulement laminaire dans une conduite fermée,  $V_0$  : vitesse maximale au centre,  $V$  : vitesse moyenne (Kadir 2004)

Un écoulement laminaire est qualitativement un écoulement dans lequel chaque veine fluide se déplace parallèlement à la conduite, les veines ne se mélangeant pas. Ce type d'écoulement se rencontre principalement pour des fluides visqueux tels que les huiles, certains gaz et éventuellement certains fluides frigorigènes usuels.

Dans ce cas, la vitesse d'écoulement à une distance  $r$  de l'axe de la conduite est égale à :

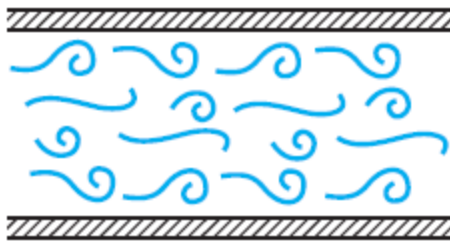
<sup>16</sup> On trouve dans la littérature américaine la définition inverse de  $K_H$  :  $K_H = \frac{V_s}{V}$

$$V(r) = V_0 \left( 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right) \quad (2.10)$$

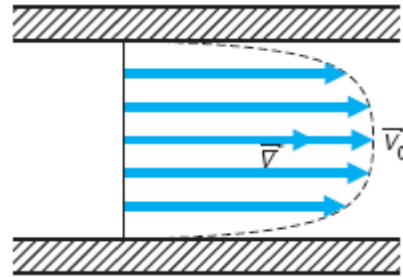
où :  $V_0$  : vitesse au centre  
 $R$  : rayon de la conduite

En intégrant l'équation (2.10) selon la section et selon le rayon,  $V_s$  et  $V_t$  sont calculés. On peut donc déduire le coefficient hydraulique  $K_H = 1,33$ .

#### Calcul de $K_H$ dans le cas d'un écoulement turbulent



Allure des filets fluides dans un écoulement turbulent



Profil des vitesses dans un écoulement turbulent

Figure 2.15 - Ecoulement turbulent dans une conduite fermée (Kadir 2004)

Un écoulement turbulent est qualitativement un écoulement dans lequel chaque particule, outre la vitesse dans le sens de l'écoulement, est soumise à des mouvements transversaux aléatoires, les veines fluides se mélangeant entre elles.

Dans ce cas, la vitesse d'écoulement à une distance  $r$  de l'axe de la conduite est égale à :

$$V(r) = V_0 \left( 1 - \frac{r}{R} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.11)$$

où la valeur de  $n$  reste expérimentale ; on admet souvent que  $\frac{1}{n} = 0,25 - 0,023 \log Re$

On peut alors trouver  $V_s$  et  $V_t$  en intégrant l'équation (2.11). L'expression donnant le coefficient hydraulique est alors :

$$K_H = \frac{2n+1}{2n}$$

#### Expression du débit volume

Le débit volume est le produit  $SV_s$  où  $S$  est la section interne de la conduite. On a donc l'expression du débit volume :

$$q = SV_s = S \frac{V}{K_H} = S \frac{1}{K_H} \frac{L \Delta t}{2 \cos \theta t_{AB} t_{BA}} \quad (2.12)$$

L'équation (2.12) montre que le débit calculé dépend légèrement de la température du fluide. En effet, une variation de température entraîne une variation de la viscosité cinématique du fluide et doit donc entraîner pour un écoulement turbulent un réajustement du coefficient hydraulique  $K_H$ . La variation de  $K_H$  reste en dessous de 0,5 % pour les fluides frigorigènes usuels avec une variation de

température de 50 °C.

Vis-à-vis des techniques classiques de mesure du débit (vortex, tube de Pitot...), le débitmètre à temps de transit présente certains avantages :

- La perte de charge est quasi nulle (possibilité de mettre en œuvre à l'extérieur de la conduite et de ne pas modifier la circulation du fluide)
- La précision totale est de l'ordre de 1 % à 5 % (Dupuis et Delmas 2009).
- Le temps de réponse est très rapide
- Il peut mesurer le débit dans les deux sens d'écoulement
- Son fonctionnement ne dépend pas de la nature du fluide. Il dépend très peu des paramètres d'état du fluide (température, pression)

Cependant, il exige un fluide pas trop chargé d'impuretés (particules, bulles de gaz...). Alors que le fluide frigorigène présente toujours une quantité d'huile. Au-delà de certain seuil de pourcentage volumique des impuretés, la mesure risque de ne pas être possible.

### Principes de montage

On peut rencontrer des débitmètres à capteur non-intrusif ou à capteur intrusif :

- Capteur non-intrusif : Ce type de capteur est appliqué sur l'extérieur des conduites. Les ultrasons traversent la conduite avant de se propager dans le liquide. Il faut donc connaître non seulement la géométrie de la conduite mais également la nature des matériaux. Ce type de capteur n'affecte pas la circulation du fluide.
- Capteur intrusif : Ce type exige la connaissance de la nature exacte du fluide. Par ailleurs, le capteur interne génère des perturbations, assez faibles, dans l'écoulement du fluide.

Le débit volume donné par l'équation (2.12) est calculé sous l'hypothèse que les deux sondes sont placées sur un plan diamétral de la conduite, dit montage diamétral. On peut également placer les sondes dans des plans parallèles (Figure 2.16). L'expression du débit volume n'est plus aussi simple que l'équation (2.12). En effet, chaque couple de sondes mesure la vitesse moyenne de son plan propre. Il faut donc intégrer ces vitesses pour obtenir la vitesse moyenne dans toute la section de la conduite<sup>17</sup>. Par rapport au montage diamétral, le montage parallèle fournit une précision de mesure plus élevée. En revanche, elle exige plus de sondes (au moins quatre couples de sondes).

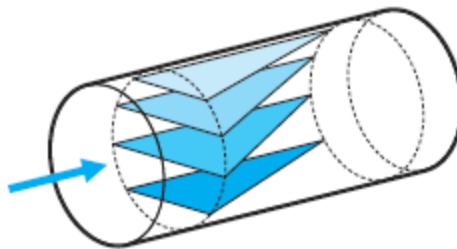


Figure 2.16 - Montage parallèle: quatre couples de sondes placées dans des plans parallèles (Kadir 2004)

<sup>17</sup> Elle est en fait l'intégrale d'une fonction dont on ne connaît que certaines valeurs discrètes. Parmi plusieurs méthodes mathématiques permettant de résoudre ce problème, la méthode de Gauss et celle de Gauss-Jacobi sont les plus utilisées car elles procurent la meilleure précision avec un nombre minimal de plans de mesure.

Dans la suite, on ne présente que des montages diamétraux. On peut trouver des débitmètres à sondes opposées (montage direct) ou avec des sondes situées sur la même génératrice (montage reflex) (Figure 2.17). Il existe également des montages en multi-reflex avec les sondes du même côté ou en opposition pour les conduites à diamètre très faible. Enfin, on peut également placer plusieurs couples de sondes dans des plans diamétraux pour limiter l'incertitude de mesure.

En mesure mono couple de sondes, une composante de la vitesse peut entraîner, selon sa direction, soit un sur-comptage, soit un sous-comptage. Le principe de mesure avec compensation pour la composante radiale de la vitesse est illustré par la Figure 2.18. Les sondes A'B' permettent de mesurer la composante radiale  $V_T$  alors que les sondes AB peuvent mesurer la composante  $V_L \cos \alpha - V_T \sin \alpha$ . Cela permet de déterminer la vitesse d'écoulement  $V_L$ .

Dans tous les cas, il vaut mieux ne pas placer les capteurs sur des génératrices verticales afin que la mesure ne soit pas influencée par des dépôts qui ont pu se former au fond du tuyau ou par des bulles de gaz présentes en partie haute du tuyau (Figure 2.19).

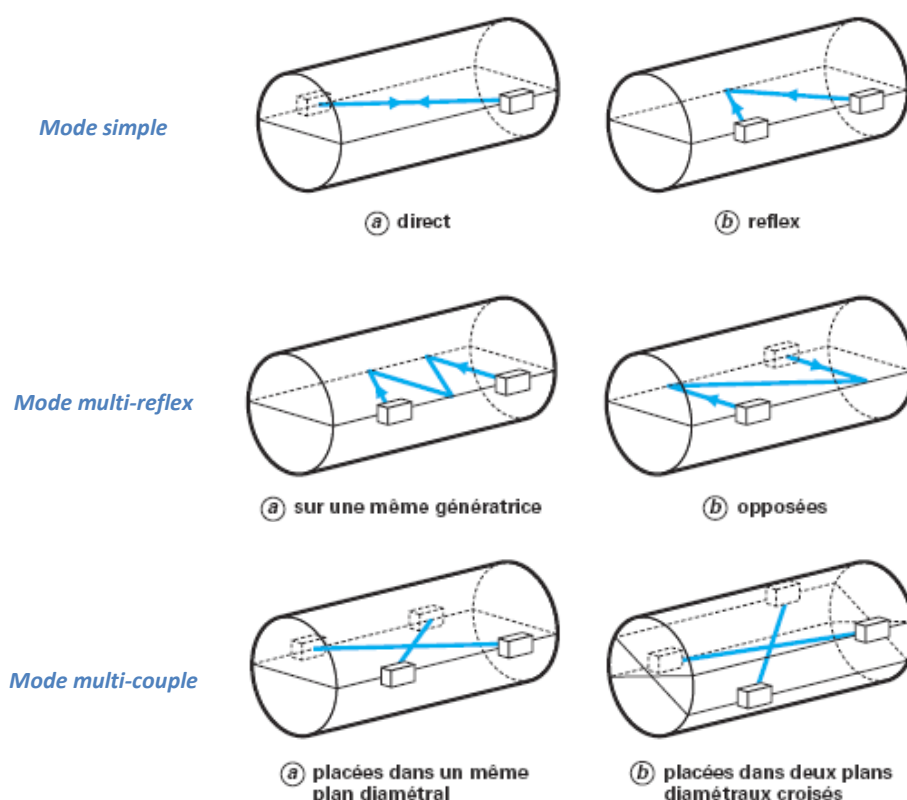


Figure 2.17 - Différents modes de montage des sondes à ultra-son de type temps de transit (Kadir 2004)



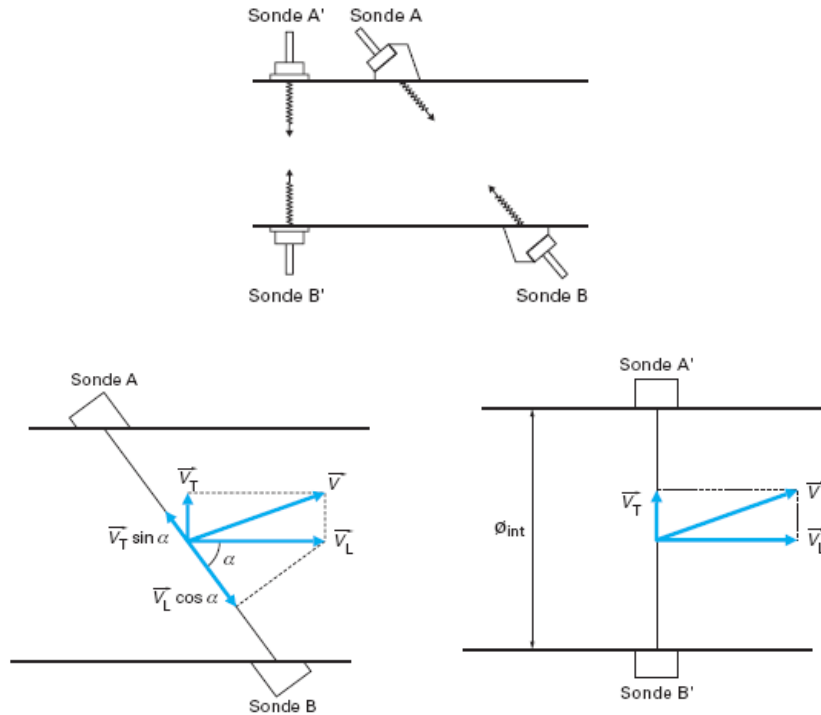


Figure 2.18 - Principe de mesure avec compensation radiale (Kadir 2004)

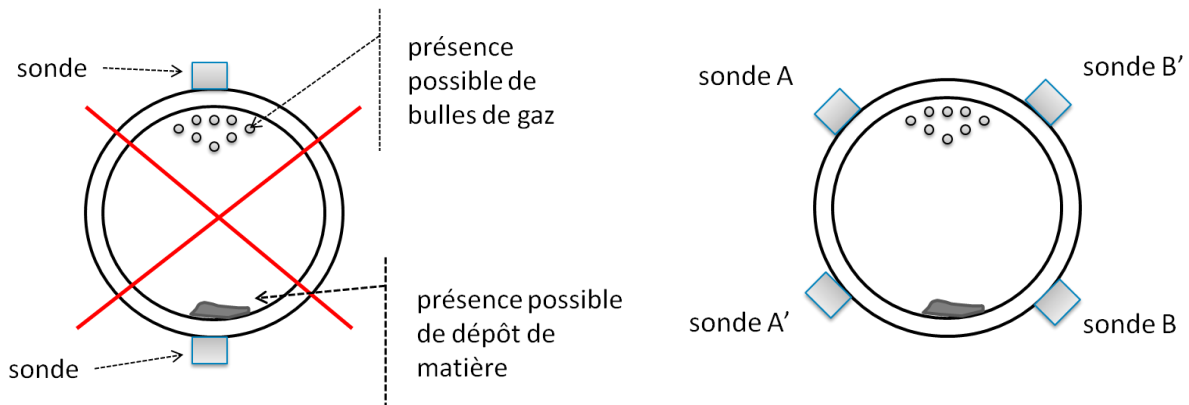


Figure 2.19 - Position des capteurs à éviter et celle recommandée pour le montage avec compensation radiale

### 2.2.3 Débitmètre volumique à ultrasons : type Doppler

#### Principe de fonctionnement

Un objet (bulle de gaz par exemple) dans un fluide se déplaçant et recevant une impulsion ultra sonore de fréquence connue, renvoie vers la source de l'impulsion un écho à une fréquence décalée par l'effet Doppler. La mesure de la différence de fréquence fournit ainsi la vitesse de la particule, assimilée à celle du fluide. Il est ainsi parfaitement possible de déterminer un profil de vitesse quasi instantané.

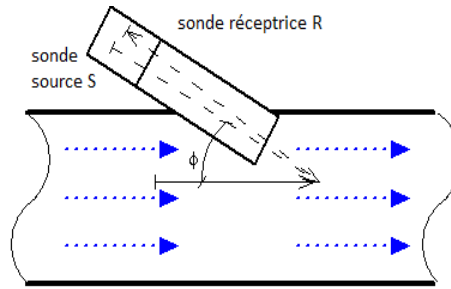


Figure 2.20 - Principe du fonctionnement d'un débitmètre à effet Doppler

La vitesse du fluide  $V$  est calculée par la formule suivante :

$$V = \frac{F_R - F_S}{F_S} \frac{C}{2 \cos \Phi} \quad (2.13)$$

où :  $C$  vitesse du son dans le fluide au repos, en m/s.

$\Phi$  angle que fait le signal source avec le vecteur vitesse, en rad.

$F_R, F_S$  fréquences du signal récepteur et du signal source respectivement, en Hz.

Le débitmètre à effet Doppler ne peut fonctionner que sur des fluides chargés, voire très chargés.

Contrairement au débitmètre à temps de transit, la mesure par débitmètre à effet Doppler est affectée par la vitesse du son dans le fluide au repos, donc par la nature du fluide, sa température et sa pression.

### Caractéristiques

Le débitmètre à effet Doppler a les mêmes caractéristiques que le débitmètre à temps de transit car les fonctionnements des deux types de débitmètre sont basés sur la mesure de signaux sonores. Il y a néanmoins certaines différences :

- Il ne fonctionne qu'avec des fluides chargés. En fait, il mesure la vitesse moyenne des impuretés dans le fluide et non la vitesse moyenne du fluide comme dans le débitmètre à temps de transit.
- Au lieu du coefficient hydraulique  $K_H$ , le passage de cette vitesse mesurée à la vitesse moyenne est effectué en recourant à un taux vide. La non-connaissance de la position de l'impureté reflétant le signal sonore peut entraîner une incertitude élevée de la mesure.
- Sans tenir compte du taux vide, le débit volume peut être exprimé par :

$$q = S \frac{F_R - F_S}{F_S} \frac{C}{2 \cos \Phi}$$

Le débit calculé dépend de la vitesse du son dans le fluide au repos. Par conséquent, il dépend forcément de la nature du fluide et également de la température et de la pression du fluide<sup>18</sup>.

<sup>18</sup> La vitesse du son dans un fluide est défini par  $c = (\rho \chi)^{-\frac{1}{2}}$  où la masse volumique  $\rho$  est une fonction de température et le coefficient de compressibilité isentropique  $\chi$  dépend à la fois de la température et de la pression.

### Principes de montage

Il y a deux montages possibles : montage groupé et montage séparé (Figure 2.21). Le débitmètre à effet Doppler ne peut pas compenser la composante radiale de la vitesse. On peut éventuellement placer les sondes verticalement.

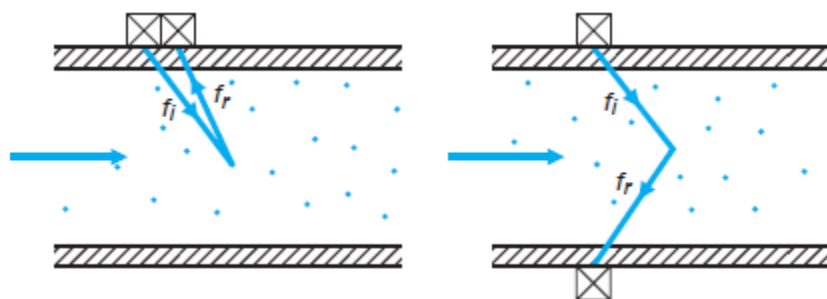


Figure 2.21 - Principe de mesure du débitmètre à effet Doppler: montage groupé et montage séparé

### 2.2.4 Conclusion

	Coriolis	Ultrasons de type de temps de transit	Ultrasons de type Doppler
<b>Variables mesurés</b>	débit masse, masse volumique	vitesse de l'écoulement du fluide	vitesse des « impuretés »
<b>Mode d'installation</b>	Intrusif	Intrusif ou non-intrusif	
<b>Précision</b>	0,25 %	1 % - 5 %	
<b>Diamètre le plus petit</b>	3/8 pouce	1/2 pouce pour liquide et 1 pouce pour le gaz	

En résumé, les débitmètres décrits permettent de mesurer le débit du fluide frigorigène. **Le débitmètre de Coriolis mesure directement le débit masse**, alors que les débitmètres à ultrasons mesurent la vitesse du fluide ou celle des impuretés (particules, bulles de gaz...). La mesure avec le débitmètre Coriolis est forcément intrusive, alors qu'il est possible de mesurer de manière non-intrusive avec les deux types de débitmètres à ultrasons. Le débitmètre Coriolis est considéré plus précis que les débitmètres à ultrasons.

Il est possible de déterminer le titre de vapeur du fluide diphasique avec ces débitmètres. En effet, avec un débitmètre Coriolis, la masse volumique du mélange diphasique permet de calculer le titre de vapeur. Avec des débitmètres à ultrasons le titre de vapeur peut être déduit de la vitesse d'écoulement et du débit total. L'Annexe B présente en détail ces méthodes de détermination du titre de vapeur. Cependant, il faut noter que la précision de mesure reste inconnue car les fabricants ne garantissent pas un bon fonctionnement pour un fluide diphasique.

Les débitmètres à ultrasons ne peuvent pas fonctionner avec des tuyaux frigorifiques à taille trop petite (1/2 pouce pour la mesure sur le liquide et 1 pouce pour le gaz). Le diamètre le plus petit en cas du débitmètre Coriolis est de 3/8 pouce. En plus, ce débitmètre peut en principe s'adapter pour des tuyaux à diamètres plus petits, mais avec certaines pertes de charge. Il faut noter que pour les PAC résidentielles, la ligne de liquide a des diamètres de 1/4 pouce à 1/2 pouce, et de 3/8 pouce à 1 pouce pour la ligne de gaz.

## 2.3 Mesure de pression

### 2.3.1 Principe de fonctionnement

Il y a trois manières d'exprimer la pression selon le référentiel choisi (Figure 2.22):

**La pression relative** (aussi appelée pression effective) : c'est la pression mesurée par rapport à la pression ambiante.

**La pression absolue** : c'est la pression mesurée par rapport au vide. On a donc :

$$pression\ absolue = pression\ relative + pression\ ambiante$$

La pression ambiante est souvent la pression atmosphérique. Si c'est le cas, il faut bien considérer que la pression atmosphérique varie en fonction des conditions météorologiques et des altitudes au point de mesure. Selon l'Organisation de l'Aviation Civile Internationale, la pression atmosphérique peut être définie par la formule suivante :

$$P_{alti} = P_{sol} \left( \frac{288 - 0,0065h_{alti}}{288} \right)^{5,255}$$

Où :  $h_{alti}$  : l'altitude (en m).

$P_{sol}$  : la pression atmosphérique au sol (en Pa).

**La pression différentielle** : c'est la différence entre deux pressions.

Il existe plusieurs principes de fonctionnement des manomètres. Cette partie présente quelques principes usuels adaptés à la mesure de la pression du fluide frigorigène et de la pression de l'air ambiant.

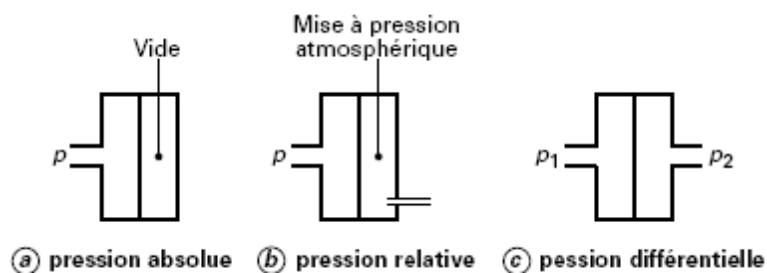


Figure 2.22 - Trois types de pression

### Principe de fonctionnement du potentiomètre

Le potentiomètre est une résistance constituée d'un fil qui peut être de forme circulaire ou rectiligne. La pression agit, via la déformation d'une capsule, sur le curseur qui se déplace sur le potentiomètre. Le mouvement du curseur est plus ou moins important selon la démultiplication du ressort.

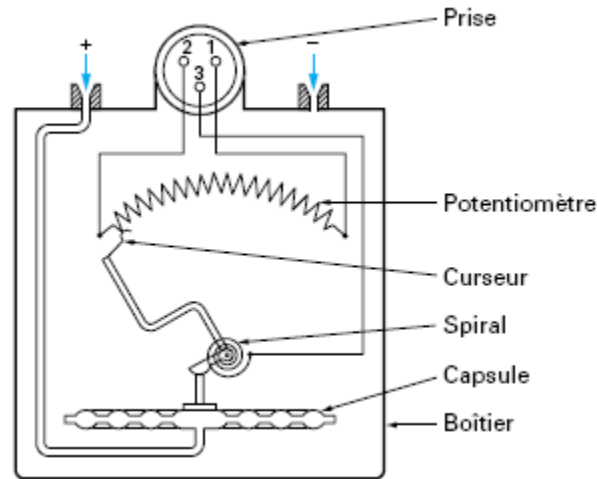


Figure 2.23 - Capteur à potentiomètre circulaire (Ribreau, Bonis et Beaufront 2000)

### Principe de fonctionnement des jauges de contrainte

Les jauges sont constituées des éléments métalliques ou semi-conducteurs dont la résistance varie en fonction de leur déformation. En mesurant la résistance, via le pont de Wheatstone, on pourra donc déterminer la pression.

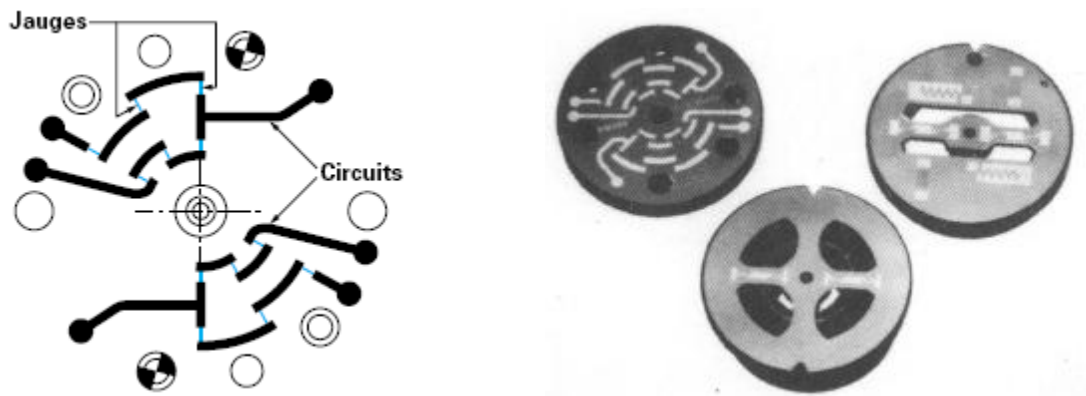


Figure 2.24 - Exemple de jauges sur une couche métallique (Ribreau, Bonis et Beaufront 2000)

### Principe de fonctionnement des capteurs à variation de réluctance

La réluctance est la variation de l'auto-induction d'un circuit magnétique créé par le déplacement d'un détecteur. La Figure 2.25 illustre le principe de fonctionnement d'un manomètre à variation de réluctance. Les deux bobines sont alimentées en alternatif. Lorsque la plaque se déforme en raison du différentiel de pression, les champs magnétiques des bobines ainsi que leur impédance varient. L'exploitation du signal de sortie permet donc de connaître les pressions.

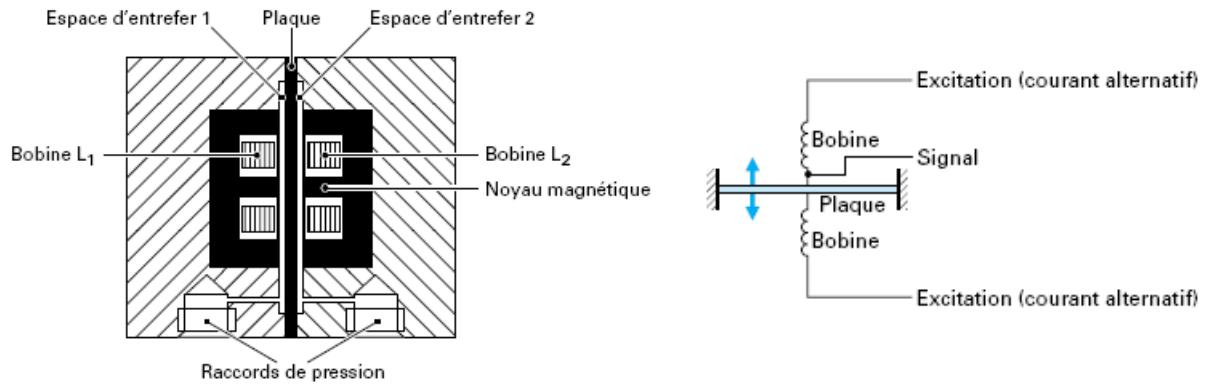


Figure 2.25 - Principe de fonctionnement d'un manomètre à variation de réluctance (Ribreau, Bonis et Beaufront 2000)

### Principe de fonctionnement des capteurs à variation de capacité électrique

Le condensateur comporte deux parties. Une partie est fixée. L'autre se déplace selon la pression. La capacité du condensateur varie donc en fonction de la pression.

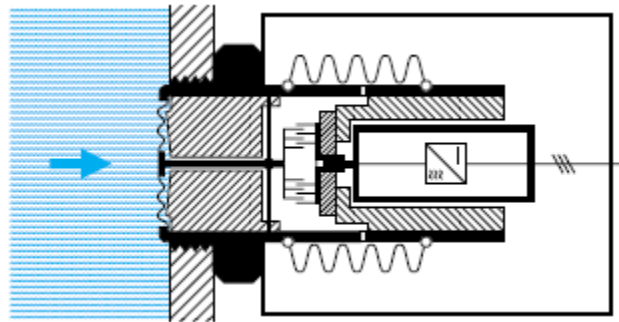


Figure 2.26 - Principe de fonctionnement d'un manomètre à variation de capacité électrique (Ribreau, Bonis et Beaufront 2000)

## 2.3.2 Les caractéristiques

### Position installée

Pour un fluide en mouvement, la position du capteur du manomètre est importante. Il faut que le capteur affleure le plus possible la paroi de la conduite. Un capteur mal positionné pourrait provoquer des perturbations générant des mesures de pressions aléatoires.

Le coefficient d'erreur de mesure lié à ce phénomène s'exprime par :

$$K = \frac{2(p_0 - p)}{\rho V^2}$$

où  $p_0$  pression mesurée si le capteur affleure parfaitement la paroi (considéré comme pression réelle), en Pa.

$p$  pression mesurée si le capteur est décalé d'une certaine distance par rapport à la paroi, en Pa.

$\rho$  et  $V$  masse volumique et vitesse du fluide, en  $\text{kg/m}^3$  et  $\text{m/s}$

On peut lire le coefficient K sur la Figure 2.27.

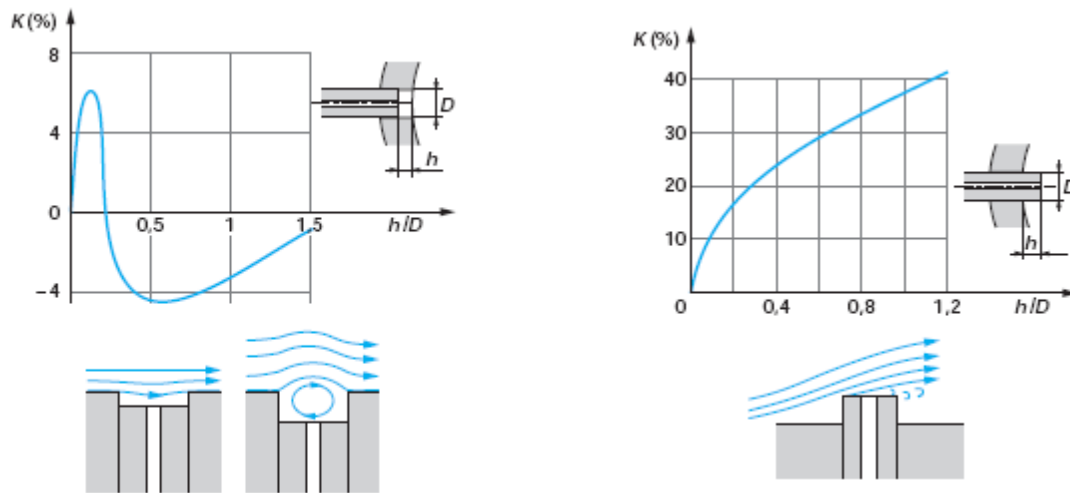


Figure 2.27. Evaluation du coefficient d'erreur K pour un montage en retrait ou en saillie (Ribreau, Renaudeaux, et al. 2002)

### Diamètre et orientation du capteur de pression

La dimension de l'orifice du capteur mettant en contact le fluide ainsi que son orientation influe sur la précision de mesure (voir Figure 2.28).

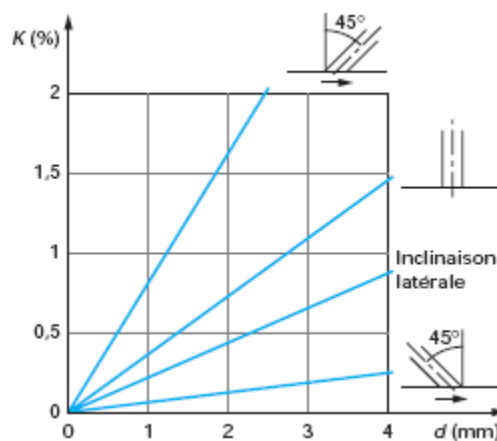


Figure 2.28 - Coefficient d'erreur en fonction du diamètre de l'orifice et de son orientation par rapport à la conduite (Ribreau, Renaudeaux, et al. 2002)

## 2.4 Mesure de température

Les techniques conventionnelles de mesure de température font appel à des sondes immergées dans le fluide frigorigique. Leur installation est cependant compliquée, coûteuse voire tout simplement impossible techniquement. Dans tous les cas, la mise en place d'une sonde immergée influence la circulation du fluide. Il vaut donc mieux choisir les techniques de mesure de température par contact avec la canalisation, ou thermomètres à contact. Il existe deux techniques :

- Thermomètre à résistance type Pt100
- Thermocouple

## 2.4.1 Thermomètre à résistance type Pt100

### Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement du thermomètre à résistance type Pt100 est basé de la variation de la résistance électrique du platine en fonction de la température. Pour rappel, la résistance d'un métal est donnée par l'équation (2.1). En principe, les résistances peuvent être en cuivre (Cu), en nickel (Ni) ou en tungstène (W). On préfère souvent le platine parce que :

- Il est inaltérable.
- Ce matériau peut être très pur ce qui permet une très bonne précision de mesure.
- Son domaine de mesure est large

### Différents modes de raccordement

Le principe de fonctionnement se ramène à une mesure de résistance. Il existe plusieurs montages possibles.

Le montage le plus simple est un montage à deux fils présenté dans la Figure 2.29 . La résistance est alimentée par une source de courant. On mesure la tension aux bornes. Cependant, la tension dépend aussi des résistances de ligne prises en compte mais qui peuvent être variables en fonction de la température. Pour éviter ce problème, on peut utiliser le montage à trois fils ou celui à quatre fils présenté dans la Figure 2.30.

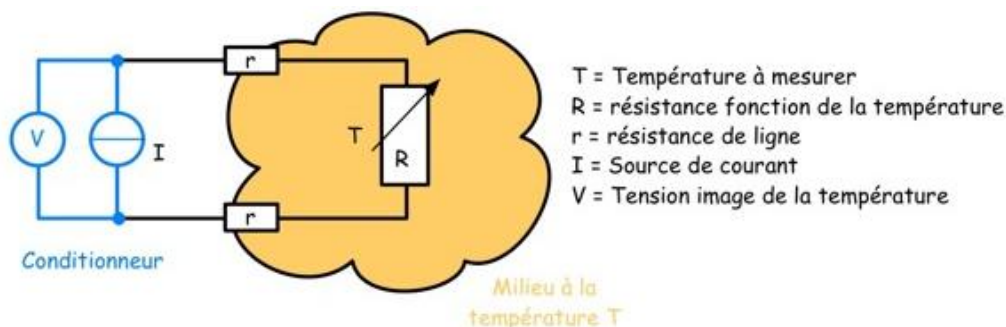


Figure 2.29 - Montage à deux fils

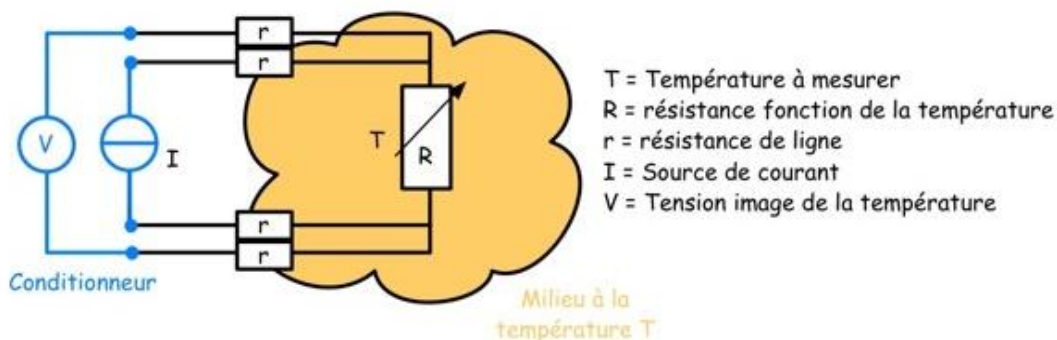


Figure 2.30 - Montage à quatre fils

Ces deux montages ne permettent pas de supprimer la résistance de référence qui, par convention, est la résistance à 0°C. En effet, les deux montages ne fournissent que la résistance correspondant à la température à mesurer. Il faut donc connaître la résistance de référence pour déduire la température. En ajoutant un pont de Wheatstone, le problème ne se pose plus (voir Figure 2.31).



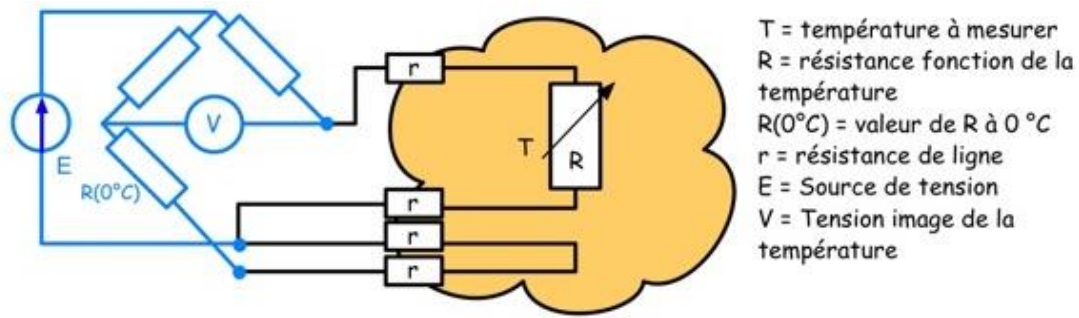


Figure 2.31 - Montage avec un pont de Wheatstone

On trouve donc les schémas de connexion possibles selon la norme CEI 751 dans le Tableau 2.1.

2 fils	3 fils	4 fils	4 fils avec pont de Wheatstone

Tableau 2.1 - Schémas de connexion pour les thermomètres à résistance en platine

### 2.4.2 Thermocouple

Le principe de fonctionnement est basé sur l'effet Seebeck, dit également effet thermoélectrique. Un thermocouple se compose de deux fils de matériaux différents. Ces fils sont raccordés à un bout, dit jonction de mesure. Lorsque leurs extrémités sont à des températures différentes, il y a une différence de tension à l'autre bout, dit bout de référence. Le mesurage de la tension permet de déterminer la température de la jonction de mesure à condition de connaître la température de la soudure de référence.

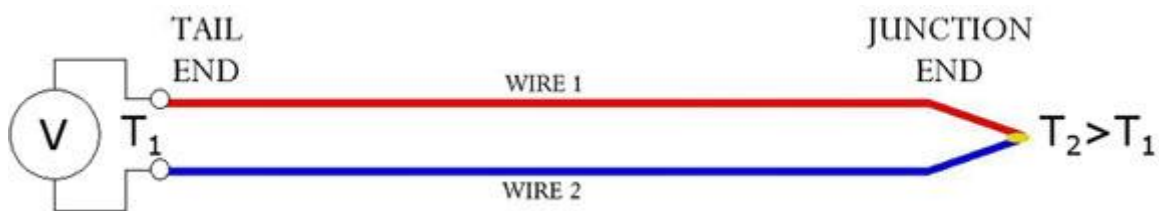


Figure 2.32 - Principe de fonctionnement du thermocouple

De par sa conception, un inconvénient du thermocouple est qu'il nécessite une soudure de référence à température donnée. On peut mettre cette extrémité dans une source à température connue, mais cette méthode n'est pas pratique. On préfère donc utiliser un système de compensation électrique qui garde la soudure de référence à une température donnée. Pour certains modèles de thermocouple, ce système est déjà intégré dans l'appareil. Sinon, il existe des boîtiers de compensation qui peuvent être montés à proximité de l'appareil.

### 2.4.3 Principe de mesure

Pour les thermomètres à contact, on distingue deux types, les thermomètres amovibles et ceux fixes. Les premiers sont utilisés manuellement pour mesurer en plusieurs points différents. Pour l'application du mesurage du COP, on s'intéresse plutôt aux seconds qui sont fixés sur la canalisation avec généralement un isolant en partie supérieure pour éviter le refroidissement par convection avec l'air ambiant.

La précision de mesure varie dans un grand intervalle, de 0,5°C jusqu'à 5°C, en fonction de la qualité de mise en place du thermomètre. Il convient de respecter quelques précautions :

- Il faut utiliser le thermomètre dont la géométrie correspond bien à la surface de canalisation (soit par forme, soit par déformation de la sonde s'adaptant à la forme de la canalisation).
- Il est recommandé d'isoler thermiquement la sonde.

### 2.4.4 Précision du mesurage de température par contact

Il y a forcément un écart entre la température donnée par une mesure à contact et la température réelle du fluide donnée par une mesure par immersion. Le LNE a effectué des expérimentations pour vérifier cet écart (LNE 2004).

#### Conduite de liquide

Les tests sont effectués pour un fluide hydraulique circulant dans un tuyau en titane à haute pression. Différents essais sont menés pour des températures de fluide entre 25°C et 80°C. Trois capteurs de température sont utilisés :

- Un capteur de référence : la sonde à résistance de type Pt100 est immergée dans le fluide.
- Un capteur à contact : la sonde de type Pt100 est collée sur le tuyau et doté d'un bon isolant.
- Un autre capteur à contact : la sonde de type thermocouple est collée sur le tuyau mais n'est pas dotée d'une isolation thermique.

Les essais sont effectués en régime stable et en régime transitoire. Les résultats sont illustrés dans la Figure 2.23. La précision d'une mesure à contact est de l'ordre 0.5°C à 1°C pour la sonde bien isolée thermiquement, de l'ordre 1°C à 1,5°C sinon.

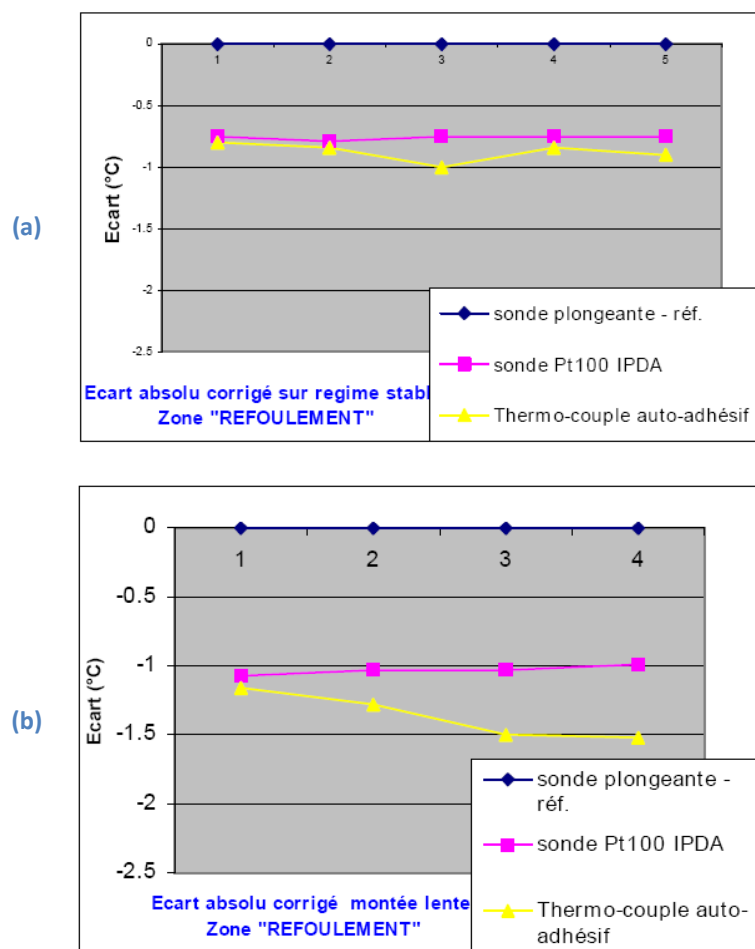


Figure 2.33. Ecarts des températures entre la sonde de référence immergée et des sondes à contact en régime thermique établi (a) et en régime transitoire (b) (LNE 2004).

### Conduite de vapeur

Des essais similaires sont également appliqués sur une canalisation dans laquelle circule de la vapeur. Les caractéristiques de cinq thermomètres testés ainsi que quatre séries de mesure sont détaillées dans les tableaux ci-dessous.

Capteur	Application	Type	Technologie
<b>893788-1</b>	Amovible	Thermocouple	Ressort
<b>893788-2</b>	Fixe	Sonde Pt100	Sonde plate sur substrat alumine
<b>893788-3</b>	Amovible	Thermocouple	Ruban
<b>893788-4</b>	Amovible	Thermocouple	Fils soudés sur support
<b>893788-5</b>	Amovible	Sonde Pt100	Sonde plate sur substrat alumine

Tableau 2.2 - Caractéristiques des thermomètres utilisés lors des essais

	Température de vapeur	Débit de vapeur	Type de conduite
<b>Série 1</b>	160°C	0,75 kg/s	Décalorifugé
<b>Série 2</b>	160°C	1,5 kg/s	Décalorifugé
<b>Série 3</b>	160°C	1,5 kg/s	Calorifugé
<b>Série 4</b>	200°C	2,64 kg/s	Décalorifugé

Tableau 2.3 - Différentes séries de mesures

La précision de mesure varie beaucoup en fonction de la température et du débit de vapeur ainsi que de la mise en place du thermomètre (Figure 2.34). Il vaut donc mieux calorifuger la conduite et utiliser une sonde de type fixe et de forme plate soudée sur un substrat d'alumine. Dans ce cas, la précision est de l'ordre de 2,5°C. Cette dernière est plus importante en cas d'utilisation sur une conduite de liquide parce que la vapeur n'apporte pas suffisamment d'énergie pour compenser la perte thermique de la conduite. Ce phénomène présente un impact moins important en cas de mesure sur une PAC puisque le tuyau frigorifique est toujours en cuivre, et donc présente une conductivité thermique beaucoup plus élevée que le titane (400 contre 22 W/m.K à 300K).

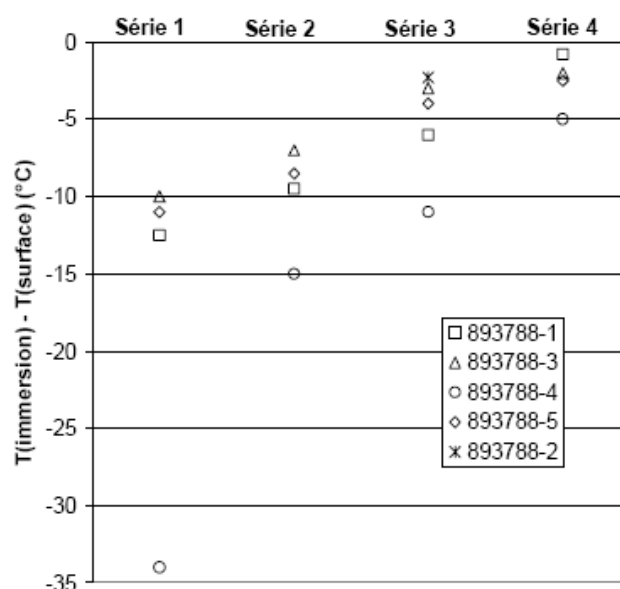


Figure 2.34 - Ecart des températures entre la sonde immergée et des sondes à contact pour un conduit de vapeur (LNE 2004)

### 2.4.5 Conclusion

Pour le tuyau frigorifique la précision de la mesure par contact peut être estimée de 0,5 à 1 °C pour les 2 types de conduite (liquide et gaz). Du point de la simplicité de l'instrumentation, le thermomètre PT100 est mieux que le thermocouple car ce dernier exige une température de référence.

La mesure de la température sèche de l'air peut être également réalisée avec le thermomètre PT100. La précision de mesure varie de 0,1 à 1 °C, selon le modèle.

## 2.5 Mesure d'hygrométrie

Pour ce qui est de l'enthalpie, l'humidité de l'air est une grandeur aussi importante que la température. La mesure d'hygrométrie est donc nécessaire dans les tests de pompes à chaleur. Cette partie abordera d'abord les notions de base et également des définitions nécessaires à la compréhension des techniques de la mesure d'hygrométrie.

### 2.5.1 Notions de base

#### Air sec

L'air sec est un mélange de gaz contenant principalement de l'azote, de l'oxygène, de l'argon, du gaz carbonique et, en faibles quantités, un certain nombre d'autres gaz (néon, hélium, krypton, hydrogène, etc.). Les proportions de ces différents gaz, tout en variant légèrement en fonction du temps et du lieu, peuvent être considérées en première approximation comme constantes (air de référence).

#### Air humide

L'air humide est un mélange en proportions variables d'air sec et de vapeur d'eau. Il est à noter que la vapeur d'eau étant de l'eau à l'état gazeux, la présence d'eau sous forme liquide en suspension (brouillard) n'intervient pas dans la notion d'air humide.

#### Air saturé

L'air saturé correspond à un air humide, à une température et à une pression donnée, dont la quantité de vapeur d'eau est telle que toute quantité d'eau supplémentaire ne peut apparaître que sous forme liquide ou solide.

#### Humidité spécifique

C'est le rapport de la masse de vapeur d'eau  $m_v$  à la masse d'air sec  $m_a$  avec laquelle la vapeur est associée.

$$W = \frac{m_v}{m_a}$$

Ce rapport est un nombre sans dimension, il s'exprime en kilogrammes de vapeur d'eau par kilogramme d'air sec. Il est encore appelé par d'autres rapports de mélange.

#### Humidité relative

C'est le rapport entre la pression partielle de la vapeur d'eau présente dans l'air, noté  $p$ , et la pression partielle de la vapeur d'eau de l'air saturé à la même température, noté  $p_{sat}(T)$ .

$$Hr = \frac{p}{p_{sat}(T)}$$

#### Température de rosée

Lorsque l'on refroidit l'air humide en maintenant l'humidité spécifique constante, on atteint l'état de

saturation pour une température appelée température de rosée. Autrement dit, elle est la température de l'air saturé à même humidité spécifique.

Théoriquement, les connaissances de la température d'air, de la température de rosée et de la pression permettent de déterminer l'humidité de l'air.

### Température sèche et température humide

On entend par température humide la température d'équilibre d'une masse d'eau s'évaporant dans l'air humide, dans le cas où la chaleur nécessaire à l'évaporation n'est prélevée que sur l'air humide.

Pratiquement, la température humide est la température indiquée par un thermomètre classique dont l'élément sensible est recouvert de gaze humidifiée avec de l'eau distillée. Sans présence de la gaze, le thermomètre indiquerait une température plus élevée. Cette température serait simplement la température d'air, appelée par opposition température sèche.

## 2.5.2 Hygromètres

### Principe de fonctionnement des hygromètres à condensation

Le principe est illustré sur la Figure 2.35. L'air circule sur une surface qu'on refroidit<sup>19</sup>. Lors de l'abaissement de la température de surface, le phénomène de condensation apparaît. Il peut être détecté par un système optoélectronique. La température de la surface atteinte à ce moment là est bien, par définition, la température de rosée.

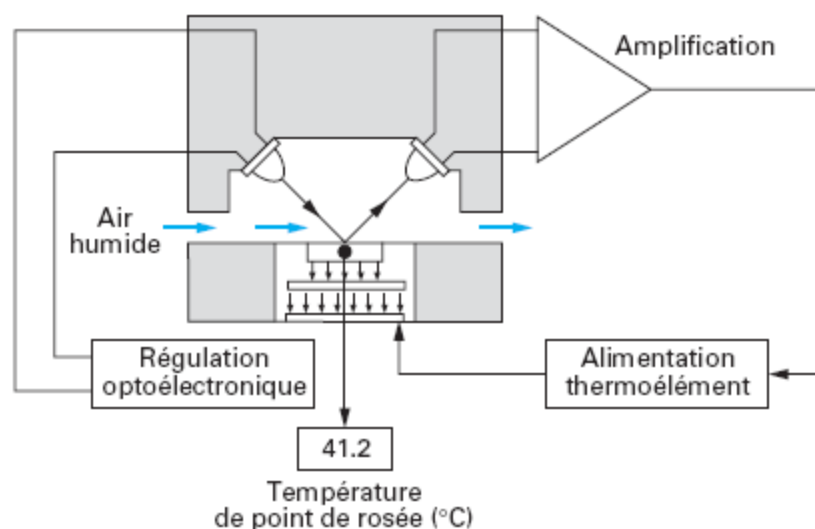


Figure 2.35 - Principe de fonctionnement d'un hygromètre à condensation (figure de. General Eastern)

### Principe de fonctionnement des hygromètres à variation d'impédance

Un hygromètre de ce type contient un élément sensible constitué d'une substance hygroscopique. On mesure la variation des propriétés électriques en fonction de l'humidité. Parmi les hygromètres de ce type, on distingue deux familles : hygromètre capacitif et hygromètre résistif.

<sup>19</sup> Le refroidissement est souvent basé sur l'effet Peltier

### Principe de fonctionnement des psychromètres

Le principe du psychromètre est basé sur la mesure de la température humide et de la température sèche. La température sèche est mesurée par un thermomètre à bulbe tout à fait classique. La température humide est déterminée par un thermomètre dont le bulbe est maintenu humide grâce à une gaze humidifiée avec de l'eau distillée. La connaissance de ces deux températures permet de déduire l'humidité de l'air.

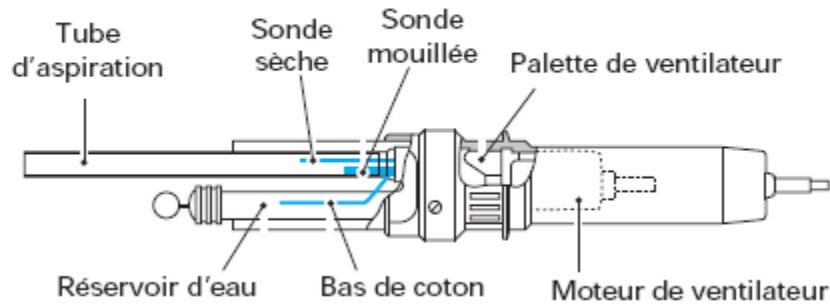


Figure 2.36 - Principe du psychromètre

### Principe de fonctionnement des hygromètres piézo-électriques

Le fonctionnement est basé sur la fréquence de résonance d'un cristal de quartz relié mécaniquement à une substance hygroscopique dont la masse varie en fonction de l'humidité d'air. Il fournit la fraction volumique de vapeur d'eau dans l'air.

## Caractéristiques

Type	Principe de mesure	Paramètre mesuré	Limites d'emploi (sur le paramètre mesuré)	Incertitudes sur le paramètre mesuré	Temps de réponse	A = Avantages I = Inconvénients
<b>Condensation</b>	Mesure de la température de rosée ou de gelée par condensation sur un miroir refroidi	Température de rosée $T_d$	$-90^{\circ}\text{C} < T_d < 100^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ à $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$	Moyen - rapide (quelques minutes)	A : Utilisable comme hygromètre de transfert I : État difficilement appréciable du condensat (eau ou glace) pour les températures négatives
<b>Résistif</b>	Détection des variations de résistivité d'un corps hygroscopique	Humidité relative $w$ (%)	$5\% < w < 95\%$ $-30^{\circ}\text{C} < T < +80^{\circ}\text{C}$	$\pm 2\%$ à $\pm 5\%$	Rapide	I : Sensible à l'eau. Sensible à la température. Emploi délicat à haute température
<b>Capacitif</b>	Variation de la capacité d'un diélectrique polymère en fonction de l'humidité relative	Humidité relative $w$ (%)	$5\% < w < 100\%$ $-30^{\circ}\text{C} < T < +80^{\circ}\text{C}$	$\pm 2\%$ à $\pm 5\%$	Très rapide	A : Réponse très rapide. Peu sensible à la température I : Emploi délicat à haute température et haute humidité relative
<b>Psychromètre</b>	Mesure de la température humide par bulbe humidifié	Température humide $T_w$	$0^{\circ}\text{C} < T_w < 70^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ à $\pm 1^{\circ}\text{C}$	Lent	A : Peu de risque de dérive I : Mesures généralement discontinues Limites en basse température
<b>Piézo-électrique</b>	Résonance d'un quartz	ppm volume	0 à 1000 ppm	5%	Moyen	A : Grande résolution. Adapté aux très faibles humidités

Tableau 2.4 - Les caractéristiques des hygromètres (Cretinon 2004)



### 2.5.3 Conclusion

Les hygromètres les plus adaptés aux mesures d'humidité d'air sur les bouches d'une PAC en condition in situ sont de type capacitif et de type piézo-électrique. La réponse très rapide du premier type (en quelques secondes) permet de mesurer un état instable. L'hygromètre piézo-électrique, malgré sa réponse moyenne (quelques minutes), présente un avantage par sa petite taille.

L'hygromètre de type condensation n'est pas adapté en condition in situ à cause de sa taille grande. Cependant il peut être utilisé au laboratoire pour sa précision élevée.

## 2.6 Choix de moyens de mesure

Le Tableau 2.5 résume les moyens de mesure qui seront utilisés dans les expérimentations présentées dans les chapitres suivants. L'incertitude de la mesure du titre de vapeur reste à évaluer car elle dépend non seulement de la précision du débitmètre Coriolis mais également de la corrélation de taux de vide utilisée.

Variable mesuré	Moyen de mesure	Incetitude de mesure
Vitesse de l'air	Anémomètre de fil chaud	3 %
Débit du fluide	Débitmètre Coriolis	0,2 %
Titre de vapeur du fluide	Débitmètre Coriolis	-
Pression (de l'air et du fluide)	Capteur à variation de capacité électrique	0,25 %
Température de l'air	PT100	0,1 °C
Température du fluide	PT100 à contact avec isolation	0,8 °C
Humidité	Hygromètres de type capacitif (et de type condensation)	4 % (0,5 °C)

Tableau 2.5 - Moyens de mesure sélectionnés



## **Chapitre 3**

### **METHODES DE MESURE DES COEFFICIENTS DE PERFORMANCE SAISONNIERS D'UNE PAC AIR/AIR**

---

On dispose actuellement pour les PAC air/air de valeurs du coefficient de performance mesurées en laboratoire dans les conditions normatives (EN14511 2008). Ces données peuvent être considérées comme fiables et un certain nombre de produits présentent des coefficients de performance relativement satisfaisants. Cependant, la situation est différente pour les essais in situ. En effet, la performance réelle ne dépend pas seulement de l'efficacité « intrinsèque » des pompes à chaleur mais également des conditions climatiques, du besoin de chauffage (température souhaitée, niveau d'isolation du bâtiment), voire de la qualité d'installation des appareils. De plus, la performance peut se dégrader au fil des années d'utilisation.

Il est relativement facile de mesurer in situ la performance saisonnière des PAC eau/eau ou air/eau via une mesure des énergies fournies au circuit d'eau de chauffage ou d'eau chaude sanitaire. Par contre, on ne dispose pas, pour les PAC air/air, de méthode in situ fiable et simple permettant de mesurer le coefficient de performance saisonnier à cause de la difficulté de mesurer la chaleur dégagée dans l'air pendant une longue période.

### 3.1 COP saisonnier

Le coefficient de performance (COP) d'une PAC est défini comme le rapport entre la puissance calorifique dégagée au niveau du condenseur et la puissance électrique consommée.

Le coefficient de performance saisonnier ( $SCOP^{20}$ ) d'une PAC est donc défini comme le rapport entre la chaleur calorifique dégagée au niveau du condenseur et la consommation électrique pendant une saison donnée.

$$SCOP = \frac{\int \dot{Q}_{calo} \Delta t}{\int P_{PAC} \Delta t} \quad (3.1)$$

La consommation électrique peut être mesurée au moyen d'un compteur électrique. La chaleur calorifique  $\dot{Q}_{calo}$  définie, selon la norme (EN14511 2008), comme la quantité de chaleur cédée par fluide frigorigène au condenseur. Il est également possible de considérer  $\dot{Q}_{calo}$  comme la quantité de chaleur cédée par l'appareil à l'air intérieur. En principe ces deux définitions n'amènent pas toujours au même résultat. En effet, en fonctionnement non stabilisé le fluide frigorigène contribue à chauffer non seulement l'air mais également à augmenter (ou bien diminuer) la température de l'UI. Cependant, ce phénomène peut être négligé pour une période de mesure suffisamment longue car la capacité thermique de l'UI est très petite devant l'énergie produite et la variation de la température de cette unité sera restituée à l'air plus tard.

La quantité de chaleur cédée par la PAC à l'air intérieur se présente sous trois formes : par convection forcée de l'air au niveau du condenseur, par convection naturelle et par rayonnement des parois de l'UI. Les échanges par convection naturelle et par rayonnement sont normalement négligeables par rapport à la part de convection forcée. Il existe des situations particulières pour lesquelles ce n'est pas le cas, par exemple lors du dégivrage où la convection forcée devient nulle si le ventilateur interne est arrêté. Cependant, cette période reste toujours très courte, et surtout les

---

<sup>20</sup> Seasonal coefficient of performance

chaleurs dégagées par convection naturelle et par rayonnement sont très faibles par rapport à l'énergie totale produite. On admet donc, pour une mesure de performance saisonnière, que la part de convection forcée représente bien la chaleur cédée par la PAC à l'air intérieur.

Cela conduit à 2 catégories de méthodes pour mesurer la puissance calorifique  $\dot{Q}_{calo}$  :

- les méthodes basées sur des mesures sur l'air qui traverse le condenseur, nommées **méthodes externes**,
- les méthodes basées sur des mesures sur le fluide frigorigène, nommées **méthodes internes**.

La performance de la PAC en mode refroidissement (EER) est définie de manière similaire. S'il y a condensation de vapeur d'eau à l'évaporateur, il faut tenir compte de cette chaleur latente dans le calcul de la performance.

## 3.2 Méthodes internes

Les paragraphes qui suivent exposent les méthodes de mesure de débit de fluide frigorigène et de variation d'enthalpie **uniquement en mode chauffage**. En mode refroidissement, les méthodes deviennent un peu plus complexes et seront discutées dans la partie (3.2.5).

La puissance calorifique est définie par la relation suivante :

$$\dot{Q}_{cal} = \dot{m} \Delta h_{con} \quad (3.2)$$

où :  $\dot{m}$  est le débit masse du fluide frigorigène, en kg/s.

$\Delta h_{con}$  est la variation de l'enthalpie massique au condenseur, en J/kg.

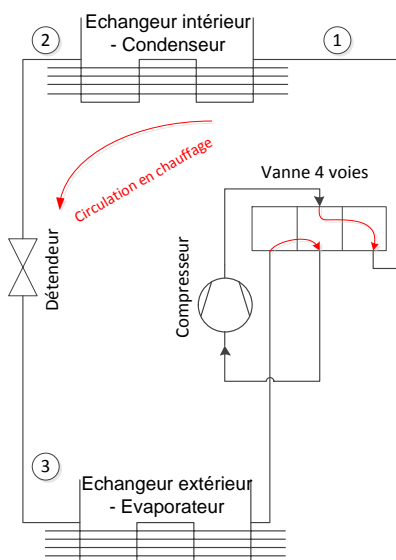


Figure 3.1 - Circuit frigorifique de la PAC en mode chauffage

### 3.2.1 Débit du fluide frigorigène

#### Mesures directes

Le débit peut être **mesuré directement par un débitmètre**. La partie 2.2 présente différents débitmètres potentiellement adaptés à cette mesure. Pour rappel, le débitmètre Coriolis mesure le

débit massique du fluide monophasique ou diphasique. Les débitmètres à ultrasons mesurent la vitesse d'écoulement du fluide ou celle des « impuretés » contenues. Ils permettent ainsi de déterminer le débit uniquement en cas de fluide monophasique. Il faut noter qu'en entrée du condenseur (point 1, Figure 3.1) le fluide est toujours monophasique (état gazeux), alors que ce n'est pas toujours le cas en sortie (point 2).

Pour la plupart des PAC air/air commerciales, les points 1 et 2 correspondent aux liaisons entre les deux unités des PAC. Ce sont donc les seuls endroits où le débitmètre peut être installé. Il n'est quasiment pas possible d'implanter le débitmètre à l'intérieur des unités par manque de place dans le cas du débitmètre Coriolis et par absence de longueur droite suffisante dans le cas des débitmètres à ultrasons (sauf à modifier le circuit frigorifique).

### Bilan du compresseur

Le débit peut être également **déterminé indirectement en utilisant le bilan thermique du compresseur**. En effet, ce dernier peut s'exprimer comme :

$$P_{com} = \dot{m}\Delta h_{com} + \dot{Q}_{perte}$$

où :  $\dot{Q}_{perte}$  est la perte thermique due aux échanges thermiques du compresseur avec l'environnement.

$P_{com}$  est la puissance électrique du compresseur

$\Delta h_{com}$  est la variation de l'enthalpie du fluide en amont et en aval du compresseur

Si la perte s'exprime comme une fraction de la puissance électrique  $\dot{Q}_{perte} = \eta \cdot P_{com}$ , on a :

$$\dot{m} = (1 - \eta) \frac{P_{com}}{\Delta h_{com}} \quad (3.3)$$

La puissance  $P_{com}$  est mesurée par un compteur électrique. Le facteur  $\eta$  peut être considéré comme connu et constant (Fahlén 2004) ou bien évalué à partir de considérations physiques (Tran, et al., 2012). En supposant que le fluide est monophasique en amont et en aval du compresseur, les enthalpies sont déterminées à partir des mesures de pression et de température.

L'équation (3.1) permet ensuite de déterminer le SCOP. De plus, **il est possible de ne pas avoir besoin de mesurer les puissances électriques** (du compresseur et de la PAC) si les conditions suivantes sont satisfaites :

- la PAC est en fonctionnement stabilisé
- les puissances consommées par les composants secondaires (les ventilateurs, le système de régulation...) sont négligeables par rapport à celles du compresseur (donc  $P_{PAC} = P_{com}$ )
- $\eta$  est connu et constant

Dans cette situation, le SCOP est déterminé à partir des équations (3.1), (3.2) et (3.3) :

$$SCOP^* = (1 - \eta) \frac{\Delta h_{con}}{\Delta h_{com}}$$

L'entreprise Climacheck fournit un kit de mesure, appelé « Performance Analyser PA Pro », qui mesure le SCOP en utilisant ce principe. Ce kit contient des sondes de mesure (température, pression, tension et courant) et un logiciel de calcul. Le facteur de pertes thermiques doit être renseigné par l'utilisateur.

### Cartographie du compresseur

Le débit peut aussi être évalué à partir de la vitesse de rotation du compresseur et des pressions. La vitesse de rotation peut être obtenue à partir d'une des variables suivantes :

- la fréquence du courant qui alimente le compresseur, mesurable par un fréquencemètre.
- le signal de la pression de refoulement (Demaya, Flescha et Rosa 2011)
- les fréquences d'harmoniques du spectre sonore créées par le compresseur. Cependant il n'existe pas actuellement d'appareil qui mesure ces fréquences en conditions in situ.

L'inconvénient principal de cette méthode est qu'elle nécessite la cartographie du compresseur, qui n'est pas toujours disponible pour les PAC commerciales. De plus, la performance du compresseur peut évoluer au fil du temps d'utilisation, ce qui peut causer des erreurs dans la détermination du débit. Ces erreurs sont difficiles à évaluer.

### Détendeur

Le détendeur pourrait être utilisé pour évaluer le débit du fluide. Cette méthode exige d'avoir les caractéristiques du détendeur qui permet de déterminer le débit en fonction du niveau d'ouverture du détendeur et des propriétés thermodynamiques du fluide en amont et en aval. En réalité, il est difficile d'obtenir cette information pour les PAC commerciales. De plus, la dégradation de la performance du détendeur peut conduire à des erreurs significatives dans la détermination du débit.

## 3.2.2 Variation d'enthalpie du fluide au condenseur

L'enthalpie du fluide en entrée du condenseur est déterminée à partir de la pression et de la température car le fluide est en phase gazeuse. Quant à la sortie, la détermination de l'enthalpie dépend de l'état du fluide.

### Cas 1 : le fluide en sortie du condenseur est en phase liquide

De manière générale, le fluide doit être entièrement en phase liquide à la sortie du condenseur. Les mesures de pression et de température suffisent donc à déterminer l'enthalpie du fluide.

### Cas 2 : le fluide en sortie du condenseur est diphasique

Ceci est possible par exemple en fonctionnement transitoire<sup>21</sup> ou en condition à faible charge (Tran, et al., 2012). Il faut donc mesurer le titre de vapeur. Or, **il n'y a pas de méthode pour déduire le titre à partir de la pression et de la température du fluide**. En effet, on distingue les deux situations suivantes :

- Le fluide est zéotropique : Il y a donc un glissement de température au cours de la

---

<sup>21</sup> Par définition, la PAC est en fonctionnement transitoire si elle n'est pas en fonctionnement stabilisé (par exemple le démarrage, le dégivrage...).

condensation. En principe, le titre de vapeur se déduit de la connaissance de la température et de la pression. Cependant, le glissement des fluides frigorigènes habituels est de seulement quelques degrés. Par conséquent, on ne peut pas, en pratique, déduire le titre de vapeur avec une précision acceptable<sup>22</sup>.

- Le fluide frigorigène est azéotropique. Dans ce cas, il est impossible de déduire le titre à partir de la pression et de la température.

Pour résoudre cette difficulté, la partie suivante propose quelques solutions.

### 3.2.3 Détermination du titre de vapeur

En général, le titre de vapeur n'est pas mesuré directement. Il est cependant déterminé à partir du taux de vide. Dans cette partie, nous rappelons en premier temps la définition du taux de vide puis présentons les méthodes de mesure de ce dernier.

#### Taux de vide

Par définition, le taux de vide prend les valeurs suivantes :

$$\alpha(r,t) = \begin{cases} 1 & \text{en phase gazeuse} \\ 0 & \text{en phase liquide} \end{cases}$$

où :  $t$  représente le temps,  $r$  les repères spatiaux.

On distingue quatre types de taux de vide :

- Le taux de vide local  $\alpha_{local}(r)$  représente la fraction du temps où la phase gazeuse est présentée au point  $r$  considéré. Il est en fait la moyenne du  $\alpha(r,t)$  en fonction du temps.
- Le taux de vide linéique  $\alpha_{lin}(t)$  représente la fraction de la phase gazeuse sur une longueur donnée.
- Le taux de vide surfacique  $\alpha_{sur}(t)$  représente la fraction de la phase gazeuse dans une section considérée.
- Le taux de vide volumique  $\alpha_{vol}(t)$  représente la fraction occupée par la phase gazeuse dans un volume donné.

Dans les parties qui suivent, nous présentons les méthodes de mesure pour chaque type.

#### Mesures du taux de vide local

##### Sondes électriques

Le principe est illustré dans la Figure 3.2. Une sonde terminée par une pointe très acérée est plongée dans un écoulement diphasique. La sonde est faite d'un matériau conducteur électrique et reliée à un circuit électrique. Le courant dans le circuit est sensible principalement à la nature de la phase présente :

- le courant est à niveau haut si la sonde plonge dans le liquide

---

<sup>22</sup> L'incertitude d'une mesure de température par contact est de l'ordre de 0,8 °C.



- le courant est à niveau bas si la sonde plonge dans le gaz, par nature moins conductrice que le liquide

Le taux de vide local se déduit du signal du courant obtenu.

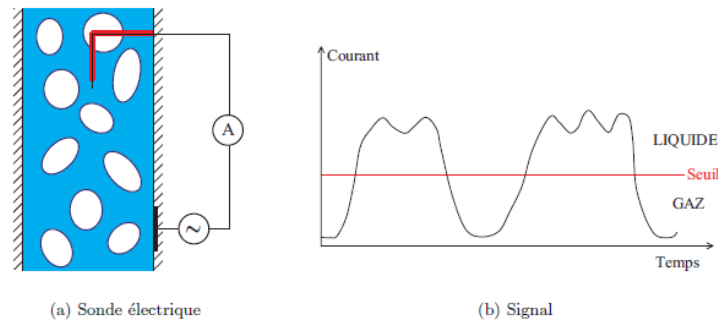


Figure 3.2 - Principe de la mesure de taux de vide local par sonde électrique (figure de (Lemonnier 2008))

### Sondes optiques

Une fibre optique est connectée à une source de lumière. La lumière est envoyée dans la fibre et se propage jusqu'à son extrémité plongée dans le fluide diphasique. En fonction de la nature de la phase (liquide ou vapeur), la lumière est renvoyée ou non vers la source. L'analyse du signal de retour permet donc de déterminer le taux de vide local (Ishii et Hibiki 2006).

### Mesures du taux de vide linéique

Un faisceau photonique est atténué lors de sa traversée d'un matériau selon la loi de Beer-Lambert :

$$dI = -\mu I dx$$

où :  $I$  est l'intensité du faisceau de rayonnement monochromatique

$x$  est la longueur parcourue, en m

$\mu$  est le coefficient d'absorption, dépendant de la nature du matériau, en 1/m

Un générateur de rayons X ou  $\gamma$  est installé d'un côté de l'écoulement diphasique. Un détecteur photonique placé de l'autre côté permet de déterminer le coefficient d'absorption puis de calculer le taux de vide sur la ligne tracée par le faisceau photonique. La méthode exige une phase d'étalonnage en laboratoire pour chaque type de fluide.

### Mesures du taux de vide surfacique

La technique précédente peut également permettre de mesurer le titre de vapeur surfacique en multipliant les mesures linéiques comme illustré dans la Figure 3.3.

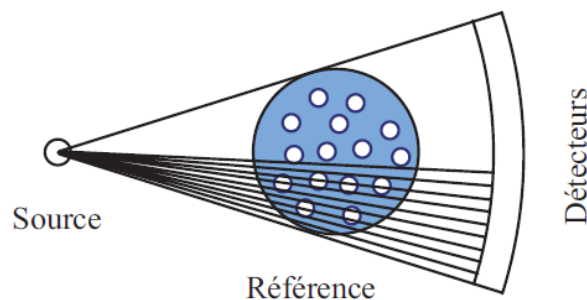


Figure 3.3 - Principe de la mesure du taux de vide surfacique, figure de (Lemonnier 2008)

## Mesures du taux de vide volumique

### *Extraction d'échantillon*

Le taux de vide volumique peut être simplement mesuré par la méthode d'extraction d'échantillon. Cette méthode est facile à mettre en œuvre en laboratoire et donc la plus courante. Cependant, elle ne permet pas une mesure en temps réel.

### *Débitmètre Coriolis*

La masse volumique du mélange diphasique, mesurée par un débitmètre Coriolis, permet de déduire le taux de vide volumique. En effet, ce dernier peut s'exprimer en fonction des masses volumiques :

$$\alpha = \frac{\rho_{liq} - \rho_m}{\rho_{liq} - \rho_{vap}} \quad (3.4)$$

où :  $\rho_m$  est la masse volumique du mélange diphasique (en kg/m<sup>3</sup>)

$\rho_l$  et  $\rho_v$  sont les masses volumiques en phase liquide et en phase vapeur respectivement, en kg/m<sup>3</sup>, qui sont fonction de la pression.

Le principe de fonctionnement du débitmètre Coriolis est présenté en partie 2.2.1 ainsi qu'en l'Annexe A.

### *Variation de pression hydrostatique*

Une autre solution permettant de calculer la masse volumique consiste à mesurer la pression statique du fluide dans une conduite verticale. En effet, la variation de pression statique s'exprime :

$$\Delta p = \rho_m g h$$

où :  $g$  est l'accélération de la pesanteur, en m/s<sup>2</sup>

$h$  est la hauteur, en m

Les mesures de  $\Delta p$  et  $h$  permettent ainsi de calculer  $\rho_m$  puis le taux de vide (Eq. (3.4)).

### *Débitmètres à ultrasons*

Un débitmètre à ultrasons peut déterminer le taux de vide volumique (Bensler 1990). En effet, le débitmètre à ultrasons mesure la vitesse de l'écoulement du fluide, qui permet ensuite de déduire le taux de vide volumique. En supposant les vitesses de liquide et de vapeur égales, on a :

$$\dot{m} = [(1 - \alpha)\rho_l + \alpha\rho_v] v S$$

où  $\dot{m}$  est le débit du fluide (kg/s)

$v$  est la vitesse de fluide, en m/s

$S$  est la section de la conduite, en m<sup>2</sup>

La différence de vitesse entre liquide et vapeur peut être prise en compte en utilisant une corrélation de taux de vide appropriée. La méthode de calcul pour ce cas est détaillée dans l'Annexe B.

### *Densitomètre à impédance*

Cette méthode consiste à placer des électrodes sur la paroi de la conduite et en contact avec le fluide diphasique pour déterminer l'impédance électrique du fluide. L'impédance dépend de la composition

volumique si les deux phases possèdent des propriétés électriques différentes. La méthode exige une phase d'étalonnage en laboratoire pour chaque type de fluide.

### *Voyant de liquide*

L'analyse photographique à travers ce composant pourrait, en théorie, donner le titre, mais actuellement il n'existe pas de résultats d'études d'analyse d'image sur le fluide frigorigène.

### Conclusion sur les mesures du titre de vapeur

Le titre de vapeur est parfois nécessaire pour déterminer l'enthalpie du fluide frigorigène. Il n'est pas mesuré directement mais déterminé à partir de la mesure du taux de vide via une corrélation adaptée.

Dans la littérature, il y a quatre définitions de taux de vide avec plusieurs méthodes de mesure associées. Cependant leurs précisions ne sont pas connues pour le fluide frigorigène. Dans notre cas, nous privilégions les méthodes associées au taux de vide volumique car les corrélations sont en général des relations directes entre taux de vide volumique et titre de vapeur.

Parmi les méthodes de mesure du taux de vide volumique, les méthodes les plus adaptées sont la méthode utilisant le débitmètre Coriolis et celle utilisant les débitmètres à ultrasons. La première méthode est jugée plus précise en mesure en temps réel alors que la deuxième donne une possibilité de mesure non intrusive.

### 3.2.4 Mesure non-intrusive de la pression

Les pressions de condensation et d'évaporation sont normalement mesurées par des capteurs de pression intrusifs. Cependant, il est possible de les déterminer via les températures de saturation qui peuvent être mesurées par des thermomètres de contact installés sur la surface des échangeurs. **Cette méthode de mesure de pression est alors non-intrusive** et présente donc un grand avantage du point de vue des essais in situ.

Pour évaluer la pression d'évaporation, il faut installer les thermomètres en entrée de l'évaporateur (point 3, Figure 3.1) où le fluide est certainement diphasique.

Pour la pression de condensation, il vaut mieux prévoir la mesure au milieu du condenseur. De plus, il est recommandé de dupliquer la mesure sur plusieurs passes<sup>23</sup>. En effet, les débits du fluide dans les passes ne sont pas toujours identiques ; ceci permet en effet aux constructeurs d'optimiser les échanges thermiques entre le fluide frigorigène et l'air. Il peut arriver que le fluide soit déjà sous refroidi pour une passe avec débit faible, alors qu'il n'est pas encore condensé dans une autre à débit plus fort. La multiplication des mesures sur des chemins différents permet d'éviter ce genre d'erreur.

Si le fluide est non-azéotropique, le glissement de température introduit une erreur sur la pression calculée. Cependant l'erreur commise sera limitée, comme par exemple avec le fluide R407C (fortement non azéotropique avec 6 K de glissement d'environ) elle ne dépasse pas 0,2 bar.

---

<sup>23</sup> L'échangeur des PAC air/air résidentielles dispose souvent de 3 à 6 passes différentes en parallèle.

### 3.2.5 Méthodes internes en mode refroidissement

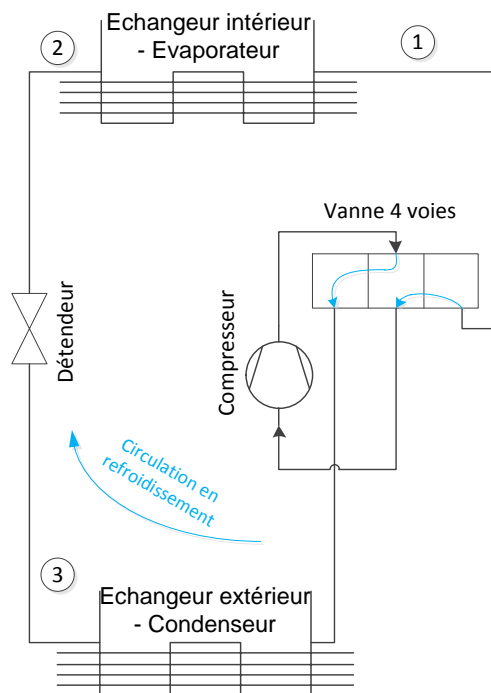


Figure 3.4 - Circuit frigorifique de la PAC en mode refroidissement

En mode refroidissement le rôle des échangeurs est permuté : l'échangeur intérieur est maintenant l'évaporateur alors que l'échangeur extérieur est le condenseur. **Les méthodes internes deviennent plus complexes** en mode refroidissement pour les deux raisons suivantes :

- En entrée de l'évaporateur (point 2, Figure 3.4) le fluide est diphasique. Le titre de vapeur doit être mesuré pour déterminer l'enthalpie. Une solution alternative est de considérer que la détente est isenthalpe, c'est à dire que les enthalpies des points 2 et 3 sont égales. Le point 3 correspond à la sortie du condenseur où le fluide est généralement en phase liquide. L'enthalpie est donc obtenue à partir de la pression et de la température.
- En sortie de l'évaporateur (point 1), le fluide est parfois diphasique (voir Chapitre 5). Il faut donc connaître le titre de vapeur pour déterminer l'enthalpie. De plus, dans ce cas, seul le débitmètre Coriolis, parmi les mesures directes, (partie 3.2.1) permet de mesurer le débit car le fluide est diphasique à la fois aux points 1 et 2.

Une autre solution est de mesurer au condenseur plutôt qu'à l'évaporateur. La puissance frigorifique (côté évaporateur) est ensuite calculée à partir de la conservation d'énergie de la PAC. Dans ce cas, les méthodes de mesure sont identiques à celles du mode chauffage. Cependant, il est nécessaire d'évaluer les pertes thermiques sur la totalité du circuit frigorifique.

## 3.3 Méthodes externes

Dans un premier temps, seul le mode chauffage est traité. En mode refroidissement, les méthodes restent similaires mais avec quelques mesures supplémentaires. Elles seront discutées dans la partie 3.3.3.

La puissance calorifique peut s'exprimer par la variation des enthalpies de l'air et le débit au niveau du condenseur:

$$\dot{Q}_{calo} = \dot{m}\Delta h$$

où  $\dot{m}$  est le débit d'air, en kg/s

$\Delta h$  est la variation des enthalpies massiques de l'air au condenseur, en J/kg.

### 3.3.1 Débit d'air

La difficulté principale des méthodes externes est de mesurer le débit d'air. La méthode la plus courante est de gagner l'unité intérieure à l'aide d'un cône puis de mesurer le débit via un anémomètre (ex : anémomètre à hélice). Cette méthode est considérée non adaptée en condition in situ à cause de l'encombrement important du dispositif pour l'utilisateur. **Il est donc indispensable de déterminer indirectement le débit.** Par la suite, quelques solutions sont présentées.

#### Méthode de champs de vitesse de l'air

**Le débit volume d'air peut être déterminé en installant un ensemble de sondes pour mesurer les vitesses d'air** en entrée ou en sortie de l'UI. La partie 2.1 présente des anémomètres qui pourront répondre à ce besoin. La difficulté principale est de trouver la bonne distribution spatiale des sondes pour plusieurs formes de bouches de soufflage ou d'aspiration.

Pendant les essais présentés dans (Ichikawa, Won et Yashida 2007), la direction et le débit d'air sont fixés. Les mesures de vitesses d'air se font sur 5 points à l'entrée de l'UI (Figure 3.5). Les rapports entre la vitesse en chaque point de mesure et celle au point central sont calculés. Les vitesses d'air sont ensuite corrigées, en gardant la distribution des ratios, de sorte que le débit d'air obtenu à partir de l'intégration des vitesses corresponde à la valeur donnée par le constructeur.

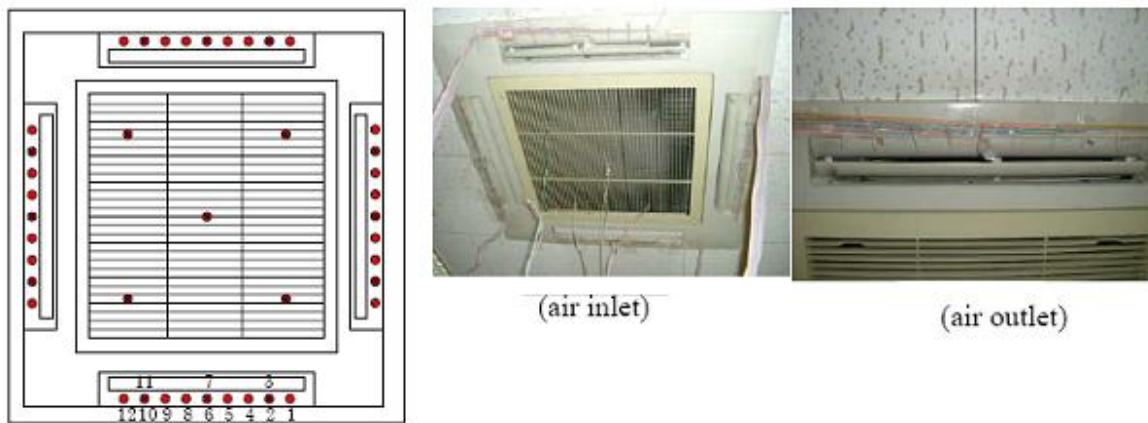


Figure 3.5 - Distribution des capteurs de mesure sur une unité de type plafonnier (Ichikawa, Won et Yashida 2007)

(Rivière, Coevoet, et al. 2010) présente une autre technique. Par une phase de préparation avant le test, on détermine la distribution des ratios de vitesses à l'entrée de l'UI grâce à une mesure multi-points. Lors des tests, le système de mesure multi-points est démonté et la distribution est supposée constante. La vitesse de l'air est mesurée en un seul point et les vitesses de tous les autres points sont calculées via la distribution des ratios. Le débit d'air peut alors être déterminé par intégration des vitesses. Si la fonction ne change pas, l'intégration peut être faite une fois pour toutes.

#### Méthode de cartographie du ventilateur

Il y a aussi possibilité de déduire le débit d'air en mesurant la vitesse de rotation du ventilateur et les

pressions statiques de l'air en amont et en aval. La cartographie vitesse de rotation – pression – débit volume du ventilateur, obtenue en laboratoire ou fournie par le constructeur, est alors nécessaire.

Cette méthode est estimée comme difficile à réaliser en conditions in situ à cause des mesures de pression. Ces dernières exigent de connaître parfaitement la direction de l'écoulement d'air.

### Mesure de pression atmosphérique

Le débit d'air est mesuré d'un côté (en entrée ou en sortie), puis déduit pour l'autre côté. La grandeur qui est conservée est le débit masse d'air sec, mais pas le débit volume déterminé par les deux méthodes présentées ci-dessus. La transformation entre les débits se fait par la formule suivante :

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{\nu}$$

où :  $\dot{m}$  et  $\dot{V}$  sont le débit masse et le débit volume, en kg/s et m<sup>3</sup>/s, respectivement  
 $\nu$  est le volume spécifique, en m<sup>3</sup>/kg d'air sec

Or,  $\nu$  varie inversement proportionnellement à la pression atmosphérique. **Il est donc recommandé de mesurer la pression atmosphérique.** En pratique, la pression peut varier de 950 mbar à 1050 mbar (ordre de grandeur). Supposer la pression atmosphérique égale à la pression standard (1013 mbar) peut engendrer une erreur maximale d'environ 10 % sur le débit masse calculé.

### 3.3.2 Variation des enthalpies de l'air

Plusieurs capteurs de température sont installés sur les entrées et les sorties d'air. Cela permet d'identifier la différence entre les enthalpies spécifiques de l'air en entrée et en sortie.

**Il n'est pas vraiment nécessaire de mesurer l'humidité en mode chauffage.** Bien que l'enthalpie (en entrée ou en sortie) dépende de l'humidité, la variation des enthalpies quant à elle n'en dépend pratiquement plus. Cela vient du fait que la quantité d'eau reste très faible par rapport à l'air sec et que la vapeur d'eau ne se condense pas. En mode refroidissement, par contre, ce n'est plus le cas (voir partie 3.3.3).

Bien entendu, il n'y a pas de condensation d'eau côté unité intérieure en mode dégivrage, même si le fonctionnement dans ce mode semble similaire à celui du mode refroidissement. En effet, l'air intérieur en hiver est souvent très sec. L'échangeur interne n'atteint alors jamais la température de rosée pour qu'il y ait condensation d'eau. De plus, le ventilateur interne est souvent arrêté pour éviter de souffler de l'air froid dans l'habitation.

### 3.3.3 Méthodes externes en mode refroidissement

En mode refroidissement, une partie de l'humidité de l'air est condensée. Comme la chaleur latente de l'eau est beaucoup plus grande que la capacité thermique de l'air, la chaleur retirée au cours de la déshumidification représente une part non négligeable de la puissance frigorifique.

Il faut donc mesurer la quantité de l'eau condensée. Il y a deux méthodes envisageables :

- Les humidités sont mesurées des deux côtés. La différence représente la quantité d'eau condensée.
- L'eau condensée est conduite vers un bac et sa masse est mesurée.

Les capteurs d'humidité utilisables pour la première méthode sont présentés dans la partie 2.5. Cette méthode a une incertitude élevée à cause de la faible variation de l'humidité. A titre d'exemple, la différence des températures de rosée en entrée et en sortie est d'environ 3 K, alors que la précision des capteurs de mesure d'humidité est de 0,5 K. Cela donne une idée de l'ordre de grandeur de l'incertitude de mesure associée.

La deuxième méthode est plus précise mais adaptée uniquement à un fonctionnement stable à cause du temps de retard associé, du fait que l'eau condensée se déplace entre l'échangeur et le bac de stockage. Ce n'est pas un problème sur une période de mesure suffisamment longue.

## 3.4 Les méthodes les plus prometteuses

Les parties 3.2 et 3.3 exposent exhaustivement les méthodes de mesure. Les méthodes les plus prometteuses, du point de vue de la précision de mesure, sont résumées dans un article publié dans le numéro de septembre 2011 de La Revue Générale du Froid & du Conditionnement d'Air (Tran, et al., 2011b). L'article présente également les instrumentations et les procédures de calculs associées à ces méthodes. Nous proposons dans cette partie la totalité de l'article.

# METHODES DE MESURE DES PERFORMANCES SAISONNIERES IN SITU DES POMPES A CHALEUR AIR/AIR

C. T. Tran, Doctorant, Centre Energétique et Procédés, MINES ParisTech, Paris, France

P. Rivière, Maître Assistant, Centre Energétique et Procédés, MINES ParisTech, Paris, France

D. Marchio, Professeur, Centre Energétique et Procédés, MINES ParisTech, Paris, France

C. Arzano-Daurelle, Chercheur, ENERBAT, Electricité de France R&D, Moret/Loing, France

## Résumé

Actuellement, il n'existe pas de méthode fiable et simple, permettant de mesurer in situ la performance saisonnière des pompes à chaleur (PAC) air/air à cause de la difficulté à mesurer la puissance échangée avec l'air pendant une longue période. Cet article présente l'ensemble des méthodes de mesure envisageables et approfondit les plus prometteuses. En premier lieu, les PAC air/air sont décrites succinctement afin de localiser les emplacements de mesure possibles. Ensuite, les différentes méthodes envisageables pour la mesure des performances in-situ sont présentées. L'instrumentation nécessaire pour réaliser ces mesures est ensuite discutée. Finalement, les procédures de calcul associées à ces méthodes sont présentées.

## Abstract

Currently, there is not any reliable and simple method to measure the seasonal performance of air to air heat pumps (HP) in situ, because of the difficulty to measure the heat exchanged with the air during a long period. This article presents all the possible methods and then focuses on the most promising ones. First, air-to-air HP as well as their operating principle are briefly described in view of locating measurement sensors on the refrigeration cycle. Then, the various possible methods for measuring performance in situ are presented. The measurement apparatus required is discussed in each case. Finally, calculation procedures associated to these methods are detailed.

## Mots clef

Pompe à chaleur air-air, performances saisonnières, mesure in situ

---

## INTRODUCTION

Afin de réduire la consommation d'énergie et les émissions de GES, la pompe à chaleur (PAC) est considérée comme une des solutions prometteuses. Dans ce contexte, l'utilisation des PAC s'est développée rapidement en Europe, en raison de leur efficacité théorique élevée. Des données fiables des performances de PAC testées en laboratoire dans des conditions normatives (EN-14511, 2008) sont

disponibles. Mais la situation peut être différente sur le terrain en raison notamment de la qualité de l'installation, du dimensionnement de la machine, des conditions climatiques, de la régulation, etc. Par exemple, les résultats in situ testés sur une PAC air/air dans (Ichikawa, et al., 2007) font apparaître des performances saisonnières très faibles (1.74 en mode refroidissement et 0.6 en mode chauffage). Selon les auteurs,



cela due au surdimensionnement important de la PAC air/air.

S'il est relativement facile de mesurer in situ la performance saisonnière des PAC eau/eau ou air/eau, on ne dispose pas, pour les PAC air/air, de méthode fiable et simple permettant de mesurer la performance saisonnière in situ à cause de la difficulté à mesurer la puissance échangée avec l'air pendant une longue durée.

Dans ce contexte, EDF R&D et Mines ParisTech cherchent à développer une méthodologie fiable et implantable sur site pour les PAC air/air. Cet article présente l'ensemble des méthodes envisageables et projette une campagne de mesure pour valider les plus prometteuses. Après une description succincte du principe de fonctionnement des PAC air/air, le cahier des charges de la méthode de mesure permettant de prendre en compte tous les modes de fonctionnement possibles sera établi.

### POMPE A CHALEUR AIR/AIR - POSITIONNEMENT POSSIBLE DES SONDES

Une PAC air/air réversible peut fournir de la chaleur ou du froid selon le mode de fonctionnement sélectionné (chauffage ou refroidissement) grâce à la vanne quatre voies permettant d'inverser le cycle frigorifique. Le circuit frigorifique est illustré en Fig.1. Le cycle se compose de quatre étapes principales : évaporation, compression, condensation et détente. En mode de chauffage, le frigorigène est évaporé à basse pression dans l'échangeur extérieur (EE) en captant l'énergie de l'air froid extérieur. A la sortie de l'évaporateur, le fluide est en phase gazeuse. La vapeur est comprimée au moyen du compresseur à une pression plus élevée (point 1). La vapeur est ensuite condensée dans l'échangeur intérieur (EI) en cédant de la chaleur à l'air chaud du local. La PAC est réglée de sorte que tout le

frigorigène est condensé pendant cette étape. Le fluide en sortie du condenseur (point 2) est alors en phase liquide, sauf certains cas particuliers que nous préciserons plus tard. Enfin, pour boucler le cycle, le fluide est détendu à la basse pression au moyen du détendeur. En entrée de l'évaporateur (point 3) le fluide est diphasique.

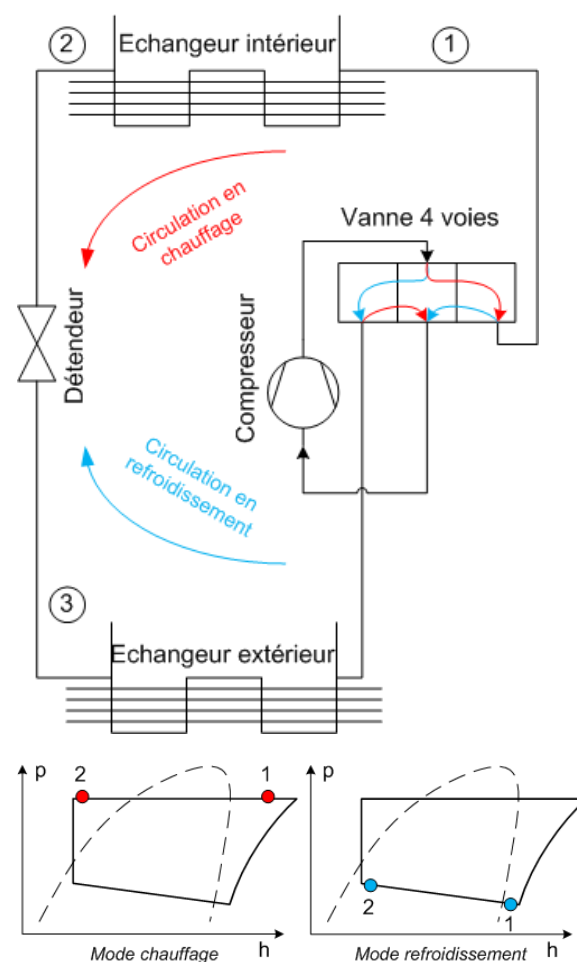


Fig.1 Circuit frigorifique et diagramme pression-enthalpie de la PAC

### MESURE DE PERFORMANCE SAISONNIERE IN SITU

#### Coefficients de performance saisonnier

Les coefficients de performance en mode chauffage (COP) et en mode refroidissement (EER) sont définis comme le rapport entre la quantité de chaleur échangée avec l'air au niveau de l'EI et la consommation électrique du système.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{calorifique}}{\dot{E}_{elec}} \quad EER = \frac{\dot{Q}_{frigorigène}}{\dot{E}_{elec}}$$

Sur une saison de chauffage, et de refroidissement, on peut définir, pour les conditions de température intérieures et extérieures et les conditions de charge du site, des coefficients moyens sur la période de chauffage (SCOP) et sur la période de refroidissement (SEER).

$$SCOP = \frac{\int \dot{Q}_{calorifique} dt}{\int \dot{E}_{elec} dt} \quad SEER = \frac{\int \dot{Q}_{frigorigène} dt}{\int \dot{E}_{elec} dt}$$

La principale difficulté pour la détermination du SCOP (SEER) est de quantifier l'énergie thermique fournie pendant une saison donnée, et donc de mesurer la puissance thermique  $\dot{Q}$  à chaque instant. Les méthodes in situ peuvent être classées dans les deux catégories qui sont détaillées ensuite : les méthodes dites externes fondées sur des mesures réalisées sur l'air et les méthodes dites internes fondées sur des mesures effectuées sur le frigorigène.

Nomenclatures			Indices	
$C_g$	concentration massique d'huile		$as$	air sec
$c_p$	capacité thermique	$J/(kg \cdot ^\circ C)$	$com$	compresseur
$\dot{E}_{elec}$	puissance électrique	$W$	$con$	condenseur
$h$	enthalpie	$J/kg$	$e$	eau
$\dot{m}$	débit masse	$kg/s$	$en$	en entrée
$p$	pression	$bar$	$h$	huile
$\dot{Q}$	puissance thermique	$W$	$liq$	liquide saturé
$T$	température	$^\circ C$	$m$	mélange frigorigène-huile
$v$	volume spécifique d'air humide	$m^3/kg$ air sec	$r$	frigorigène
$\dot{V}$	débit volume	$m^3/s$	$so$	en sortie
$W$	humidité spécifique	$kg$ vapeur d'eau $/kg$ d'air sec	$vap$	vapeur saturée
$x$	titre de vapeur		Abréviations	
$\alpha$	taux de vide		$PAC$	pompe à chaleur
$\eta$	facteur de perte thermique		$SCOP (SEER)$	coef. de performance saisonnière en mode chauffage (refroidissement)
$\varphi$	humidité relative		$EI$	échangeur intérieur
$\rho$	masse volumique	$kg/m^3$	$EE$	échangeur extérieur

## Méthodes internes

Pour mesurer la puissance échangée  $\dot{Q}$ , il faut mesurer le débit et la variation d'enthalpie du frigorigène dans l'EI.

### Débit de frigorigène

Le débit peut être mesuré en entrée ou en sortie de l'EI (points 1 et 2 de la Fig.1). Il

semble que le meilleur choix soit le point 1 qui correspond à l'entrée du condenseur en mode de chauffage et la sortie de l'évaporateur en mode de refroidissement car le fluide se trouve toujours en phase gazeuse alors qu'au point 2, le fluide est diphasique en mode refroidissement. La mesure de débit peut être réalisée via un débitmètre à effet Coriolis ou un débitmètre à ultrasons. La mesure avec le

débitmètre Coriolis est intrusive tandis que les technologies à ultrasons permettent soit une mesure intrusive (type « in-line ») soit non-instructive (type « clamp-on »).

Le débit peut également être déduit par des mesures prises au niveau du compresseur. En effet, si le facteur de pertes thermiques du compresseur  $\eta$  est constant et connu, le débit peut être déterminé par :

$$\dot{m}_r = \frac{(1-\eta)\dot{E}_{elec,com}}{h_{r,com,so} - h_{r,com,en}}$$

$\dot{E}_{elec,com}$  peut être mesuré directement, alors que  $h_{r,com,so}$  et  $h_{r,com,en}$  peuvent être calculés à partir des mesures de pressions et de températures.

(Fahlén, 2004) présente des essais sur les PAC air/eau ou eau/eau en mode chauffage en utilisant cette méthode. Dans ses résultats, la chaleur mesurée du côté du frigorigène est différente de  $\pm 15\%$  de la mesure du côté de l'eau.

Le débit peut enfin être déduit de la mesure de la vitesse de rotation du compresseur, mais la cartographie des performances du compresseur, obtenue en laboratoire ou fournie par le constructeur, est alors nécessaire.

### ***Variation d'enthalpie du frigorigène***

Au point 1, le fluide est toujours à l'état gazeux dans les deux modes. Son enthalpie peut donc être déterminée à partir de la pression et de la température seulement.

Au point 2, l'enthalpie du fluide peut être aussi calculée à partir des mesures de pression et de température car le fluide à la sortie du condenseur est généralement à l'état liquide. En effet, en mode chauffage le point 2 correspond à la sortie du condenseur. En mode de refroidissement, l'enthalpie au point 2 peut être déduite à partir de l'enthalpie à la

sortie du condenseur (point 3) en supposant que la détente est isenthalpique. (Teodorese, et al., 2007) présente des essais de PAC air/air en conditions stables dans le mode de chauffage. Ces mesures d'enthalpies sont utilisées et un débitmètre à effet Coriolis est installé à la sortie du condenseur. En comparaison avec la méthode calorimétrique, la puissance calorifique mesurée du côté du frigorigène présente une différence maximale de 6,8 %.

Le fluide à la sortie du condenseur peut être diphasique en condition de fonctionnement dynamique et/ou en cas de quantité de fluide incorrecte. Ce dernier cas est souvent observé in situ. Selon (Mowris, et al., 2004), il y aurait environ 72 % de PACs air/air à éléments séparés contrôlés in situ dont la quantité de fluide n'est pas conforme aux recommandations des constructeurs. Il est donc nécessaire de mesurer le titre de vapeur du frigorigène au point 2.

Deux méthodes de mesure peuvent être considérées. La première est fondée sur la mesure de la masse volumique avec le débitmètre Coriolis. En combinant cette mesure avec les masses volumiques des phases liquide saturée et gazeuse saturée, il est possible de déterminer le titre de vapeur. (Tran et al., 2011) présente des essais utilisant cette méthode sur une PAC air/eau. En comparant diverses mesures sur l'eau, la méthode a été validée dans le mode chauffage à la fois en conditions stabilisées et en conditions dynamiques (y compris pendant la phase de dégivrage). La méthode reste toujours fiable (avec une précision mieux que 10 %) pour des titres de vapeur élevés (jusqu'à 50%). Cela signifie qu'elle peut également fonctionner en mode refroidissement. La deuxième solution est fondée sur la mesure de la vitesse du frigorigène avec un débitmètre à ultrasons. Deux technologies peuvent être envisagées : celui à temps de

transit, qui mesure la vitesse de la phase liquide, et celui de l'effet Doppler, qui mesure la vitesse des bulles de gaz. Dans les deux cas, la combinaison de la vitesse mesurée (gaz ou liquide) et du débit (mesuré au point 1) permet la détermination du titre de vapeur au point 2.

### Méthodes externes

Les méthodes externes sont fondées sur les mesures de variation d'enthalpie et de débit de l'air traversant l'EI.

#### *Variation d'enthalpie de l'air*

Les températures d'air peuvent être mesurées directement. Les essais dans (Teodorese, et al., 2007) montrent que les champs de température de l'air en entrée et en sortie de l'EI sont quasiment homogènes en condition stable avec des écarts maximum de 1°C. Les mesures d'humidité d'air peuvent être utilisées, d'une part pour déterminer les enthalpies d'air et d'autre part pour calculer l'éventuel débit de condensat (en mode refroidissement).

#### *Débit d'air*

Le débit volumique d'air peut être déterminé en installant un ensemble de sondes pour mesurer les vitesses d'air en entrée ou en sortie de l'EI. La difficulté principale de cette méthode est de trouver la bonne distribution spatiale des sondes pour plusieurs formes de bouches de soufflage et d'aspiration.

Pendant les essais présentés dans (Ichikawa et al., 2007), la direction et le débit d'air sont fixés. Les mesures de vitesses d'air se font à l'entrée de l'EI. Les rapports entre la vitesse en chaque point de mesure et celle au point central sont calculés. Les vitesses d'air sont ensuite corrigées, en gardant la distribution des ratios, de sorte que le débit d'air obtenu à partir de l'intégration des vitesses

corresponde à la valeur donnée par le constructeur.

(Rivière, et al., 2010) présente une autre technique. Par une phase de préparation avant le test, on détermine la distribution des ratios de vitesses à l'entrée de l'EI grâce à une mesure multi-points. Lors des tests, le système de mesure multi-points est démonté et la distribution est supposée constante. La vitesse de l'air est mesurée en un seul point et les vitesses de tous les autres points sont calculées via la distribution des ratios. Le débit d'air peut alors être déterminé par intégration des vitesses. Si la fonction ne change pas, l'intégration peut être faite une fois pour toutes.

Il existe aussi la possibilité de déduire le débit d'air en mesurant la vitesse de rotation du ventilateur et les pressions d'air en amont et en aval. La cartographie vitesse de rotation – pression – débit volume du ventilateur, obtenue en laboratoire ou fournie par le constructeur, est alors nécessaire.

---

## DISCUSSION-PERSPECTIVES

Parmi les méthodes internes, celle déduisant le débit du frigorigène via le compresseur semble la plus simple. Cependant, des inconvénients subsistent : (1) la précision de mesure est faible, essentiellement en condition dynamique, à cause du facteur  $\eta$  inconnu ; (2) elle ne peut pas être utilisée pour les PAC avec cycle à réinjection partielle.

Les méthodes utilisant des débitmètres à effet Coriolis sont précises en conditions stables ainsi que dynamiques (y compris la phase de dégivrage). Cependant, il est difficile de les utiliser in situ car ce sont des mesures intrusives. Ce problème pourrait être résolu en utilisant les débitmètres à ultrason non-intrusifs.

Il faut noter que les PAC résidentielles disposent rarement de prises de pression du

côté du condenseur et du côté de l'évaporateur. Le cas échéant, les pressions peuvent être déduites en mesurant les températures de condensation et d'évaporation via les sondes à contact dans les zones diphasiques des échangeurs.

Les méthodes externes semblent présenter moins de difficultés de mise en place pour l'instrumentation. Cependant, les précisions ne sont pas encore connues mais probablement faibles car la puissance échangée est proportionnelle au débit d'air. Or, ce dernier est déterminé par la mesure des vitesses tandis que la distribution de vitesse n'est pas totalement connue.

Une mesure de pression atmosphérique pourrait être utile pour déterminer plus précisément l'enthalpie de l'air sachant que la masse volumique de l'air dépend significativement de la pression.

Il est également possible de mesurer la puissance échangée dans l'EE puis de calculer celle dans l'EI en appliquant la loi de conservation d'énergie. Il faut notamment, à minima, estimer les pertes des tuyauteries installées hors volume chauffé. Cette méthode est particulièrement intéressante dans le cas d'une PAC contenant plusieurs EI mais un seul EE. Il faut noter que la mesure de débit d'air sur l'EE est non stationnaire en période de croissance de givre (en mode de chauffage). Les mesures sur l'EE sont donc moins précises que celles sur l'EI.

Finalement, les méthodes déduisant le débit du frigorigène (ou de l'air) via la mesure de vitesse de rotation du compresseur (ou du ventilateur, respectivement) ne sont pas des méthodes de mesure « indépendantes » des fabricants car elles exigent la connaissance précise de la cartographie des performances du compresseur (du ventilateur). Cependant, ce sont les plus faciles à mettre en œuvre pour les constructeurs pour leurs propres PAC.

En résumé, la méthode utilisant des débitmètres à effet Coriolis est fiable mais intrusive. Les méthodes externes ainsi que celle interne utilisant des débitmètres à ultrasons sont non-intrusives, donc plus faciles à utiliser in situ, mais leur précision reste à évaluer. Dans la partie suivante, la procédure de calcul associée aux méthodes présentées est décrite en détail.

---

## PROCEDURES DE CALCUL

### Méthode interne

#### *Huile*

Le circuit frigorifique ne contient pas seulement du frigorigène mais également de l'huile. La concentration de l'huile ainsi que ses propriétés thermodynamiques sont donc nécessaires pour le calcul de la variation d'enthalpie.

Il y a peu de données sur la concentration massique d'huile aux différents emplacements du circuit frigorifique en conditions de fonctionnement réel. (Youbi-Idrissi, et al., 2003) présente les mesures de la concentration d'huile sur la ligne liquide avec deux méthodes. La méthode d'extraction d'échantillon donne 1,7 % en moyenne au niveau du condenseur. La méthode utilisant un débitmètre de Coriolis donne 3 % en moyenne. (Zehnder, 2004) utilise une spectrométrie de transformation d'infrarouge de Fourier et donne 0,2 à 0,4 %. Parmi ces méthodes, celle utilisant le débitmètre Coriolis semble la plus prometteuse pour une mesure saisonnière in situ. Cependant, l'incertitude de cette méthode est élevée, typiquement de 50 à 100 % selon le couple frigorigène-huile en question, à cause des faibles écarts entre les masses volumiques du frigorigène et de l'huile.

En tenant compte de la difficulté des mesures in situ de concentration d'huile et du gain sur

la précision du SCOP calculé, le bon compromis est peut-être de ne pas mesurer la concentration mais de la considérer comme connue. Dans les essais présentés dans (Teodorese, et al., 2007) et dans (Tran et al., 2011), elle est prise égale à 2 %.

La masse volumique (en  $\text{kg/m}^3$ ) et la capacité thermique massique (en  $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ) peuvent être déterminées suivant (Conde, 1996) et (Liley, et al., 1973) :

$$\rho_h(T) = \rho_h(T_0) - 0.6(T - T_0)$$

$$c_{p,oil}(T) = \frac{1684 + 3.4T}{\sqrt{s}}$$

où  $\rho_h(T_0)$  est la masse volumique de l'huile à la température  $T_0$  donnée par le fournisseur de lubrifiant et  $s$  est le rapport entre la masse volumique de l'huile et celle de l'eau à 15,56 °C.

### Corrélation du taux de vide

Les mesures fournies par les débitmètres ne permettent pas de déterminer directement le titre de vapeur, mais plutôt le taux de vide (proportion de vapeur apparente). Donc, des corrélations entre taux de vide et titre de vapeur sont nécessaires.

Les comparaisons rapportées dans (Melkamu, et al., 2007) montrent que les meilleures corrélations pour tous les cas confondus (i.e. fluides de nature différente, canalisation horizontale, inclinée ou verticale) sont issues des modèles Toshiba, Dix, Rouhani, Hughmark, Premoli et Filimonov. Selon (Poggi, et al., 2008) le modèle Hughmark est le plus utilisé dans la littérature. Quant à (Ma, et al., 2009), il confirme que le modèle Premoli est l'un des meilleurs pour le fluide R410A.

### Processus de calcul pour la méthode interne

La Fig.2 illustre la procédure de calcul pour la

méthode interne utilisant des débitmètres Coriolis en mode de chauffage. La procédure pour le mode refroidissement peut être construite de manière similaire. Les propriétés thermodynamiques peuvent être calculées au moyen de RefProp (NIST, 2009). La concentration d'huile  $C_g$  est considérée connue. La procédure de calculs se divise en trois temps. En sortie du condenseur, la masse volumique du frigorigène est déterminée afin d'identifier la phase (liquide ou vapeur) du frigorigène. En utilisant la loi de mélange idéal, on obtient  $\rho_r = \frac{(1 - C_g)\rho_m \cdot \rho_h}{\rho_h - C_g \rho_m}$  avec

$\rho_m$  mesurée par le débitmètre à effet Coriolis.

Dans un deuxième temps, le titre de vapeur  $x$  et l'enthalpie du frigorigène en sortie du condenseur sont déterminés. Trois possibilités peuvent être envisagées. Si  $\rho_r$  est plus grand que la masse volumique de liquide saturé  $\rho_{r,liq}$ ,  $x$  est nul. Si  $\rho_r$  est plus grand que la masse volumique de la vapeur saturée  $\rho_{r,vap}$ ,  $x$  est égal à l'unité. Dans les deux cas, l'enthalpie du frigorigène est déterminée à partir de la pression et de la température  $h_r = h(T, p)$ . Dans le cas où  $\rho_{r,vap}(p) \leq \rho_r \leq \rho_{r,liq}(p)$ , le frigorigène est diphasique. Le taux de vide est calculé à partir des masses volumiques :

$$\alpha = \frac{\rho_{r,liq} - \rho_r}{\rho_{r,liq} - \rho_{r,vap}} \quad \text{Eq. 1}$$

Le titre de vapeur  $x$  est donc la solution de l'équation  $\alpha = f(x)$  où  $f$  est une corrélation de taux de vide à choisir. Dans le cas du frigorigène R410A, nous préconisons d'utiliser le modèle de Premoli.

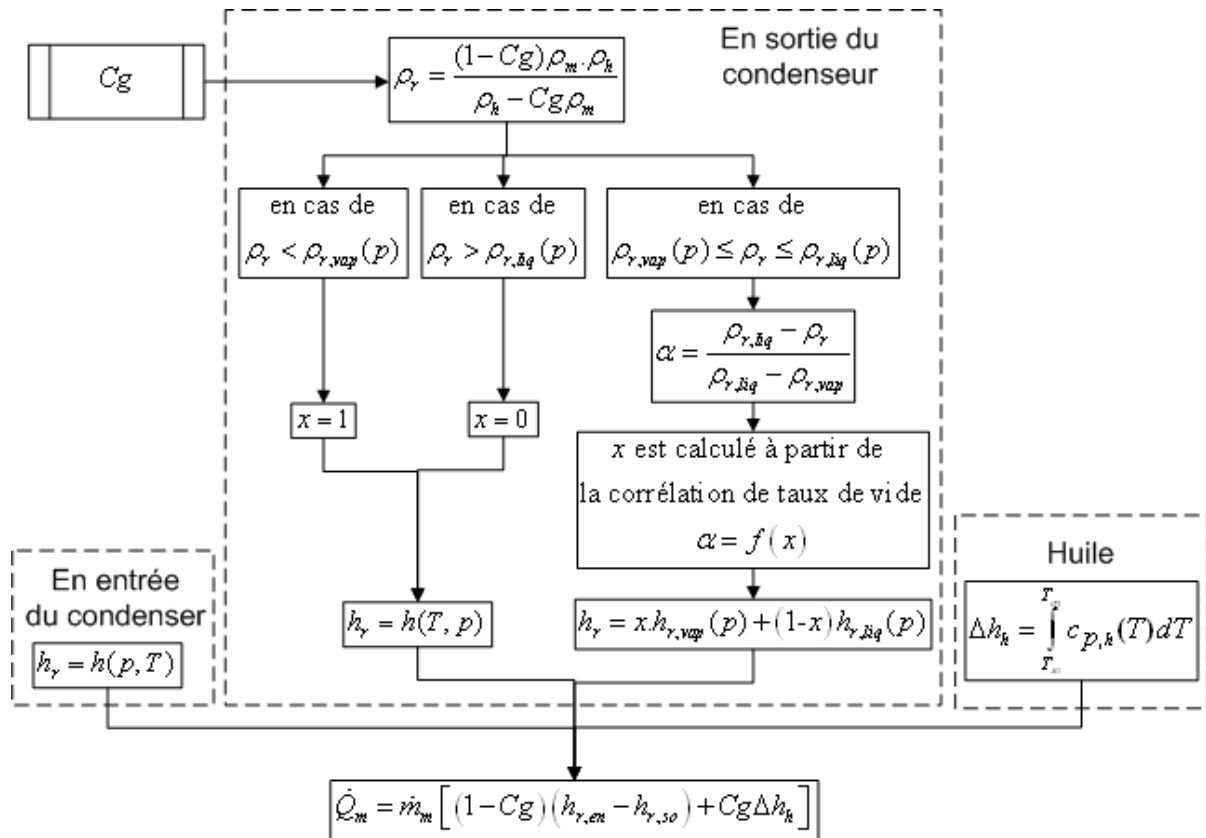


Fig.2 Processus de calcul de la méthode interne utilisant des débitmètres Coriolis en mode de chauffage

L'enthalpie du frigorigène à la sortie du condenseur est déterminée avec :

$$h_r = x h_{r,vap}(p) + (1-x) h_{r,liq}(p) \quad \text{Eq. 2}$$

Dans un troisième temps, la puissance calorifique est déterminée. En entrée du condenseur, l'enthalpie du frigorigène est calculée à partir de la température et de la pression :

$$h_r = h(T, p) \quad \text{Eq. 3}$$

La puissance est déterminée à partir des variations d'enthalpie du frigorigène et de l'huile :

$$\dot{Q}_m = \dot{m}_m [(1-Cg)(h_{r,en} - h_{r,so}) + Cg \Delta h_h]$$

Pour les débitmètres à ultrasons, la méthode de calcul est similaire sauf quelques modifications résumées en Tab.1.

Avec la technologie de temps de transit : si la masse volumique moyenne du frigorigène est supérieure à la masse volumique du liquide saturé  $\frac{\dot{m}_r}{S v_{liq}} > \rho_{liq}$  avec  $\dot{m}_r = (1-Cg) \dot{m}_m$ , le

fluide est en phase liquide. Sinon, le fluide est diphasique. Le titre de vapeur peut être exprimé comme suit :

$$x = 1 - \frac{\dot{m}_{liq}}{\dot{m}_r} = 1 - \frac{(1-\alpha) S \rho_{liq} v_{liq}}{\dot{m}_r}$$

Le taux de vide est donc obtenu avec :

$$\alpha = 1 - \frac{(1-x) \dot{m}_r}{S \rho_{liq} v_{liq}} \quad \text{Eq. 4}$$

Avec la technologie à effet Doppler : si la mesure ne peut être réalisée, le fluide est en phase liquide. Sinon, il est diphasique et le taux de vide est calculé avec :

$$\alpha = \frac{x\dot{m}_r}{S\rho_{vap}v_{vap}} \quad \text{Eq. 5}$$

**Tab.1 Méthode de calculs pour la méthode interne utilisant les débitmètres à ultrasons : (a) Temps de transit ; (b) Effet à Doppler**

	Identification de phase		Taux de vide
	Diphasique	Liquide	
(a)	$\frac{\dot{m}_r}{Sv_{liq}} \leq \rho_{liq}$	$\frac{\dot{m}_r}{Sv_{liq}} > \rho_{liq}$	$\alpha = 1 - \frac{(1-x)\dot{m}}{S\rho_{liq}v_{liq}}$
(b)	avec mesure	pas de mesure	$\alpha = \frac{x\dot{m}}{S\rho_{vap}v_{vap}}$

## Méthodes externes

(ASHRAE, 2001) résume les formules pour calculer les propriétés thermodynamiques de l'air humide. La Fig.3 présente la procédure de calcul associé aux méthodes externes. Supposons que les mesures suivantes soient réalisées : les températures sèches  $T_{en}$ ,  $T_{so}$ , les humidités relatives  $\phi_{en}$ ,  $\phi_{so}$ , la pression atmosphérique  $p$  et la puissance électrique consommée  $\dot{E}_{elec}$ . Le débit volumique  $\dot{V}$  est également connu à l'aide des mesures de vitesse d'air. En premier lieu, on détermine les enthalpies  $h_{en}$ ,  $h_{so}$ , les volumes spécifiques  $v_{en}$ ,  $v_{so}$ , les humidités spécifiques  $W_{en}$ ,  $W_{so}$  de l'air à partir de  $T_{en}$ ,  $\phi_{en}$ ,  $T_{so}$ ,  $\phi_{so}$  et  $p$ . Il faut noter que  $h$  est l'enthalpie de l'air humide et comprend le terme associé à la vapeur contenue dans l'air. La température de l'eau de condensation est supposée égale à la température d'air en sortie  $T_{so}$ . Son enthalpie  $h_e$  peut donc être calculée. En fonction de l'emplacement où le débit volumique est mesuré (en entrée ou en sortie), le débit

masse d'air sec est déterminé comme :

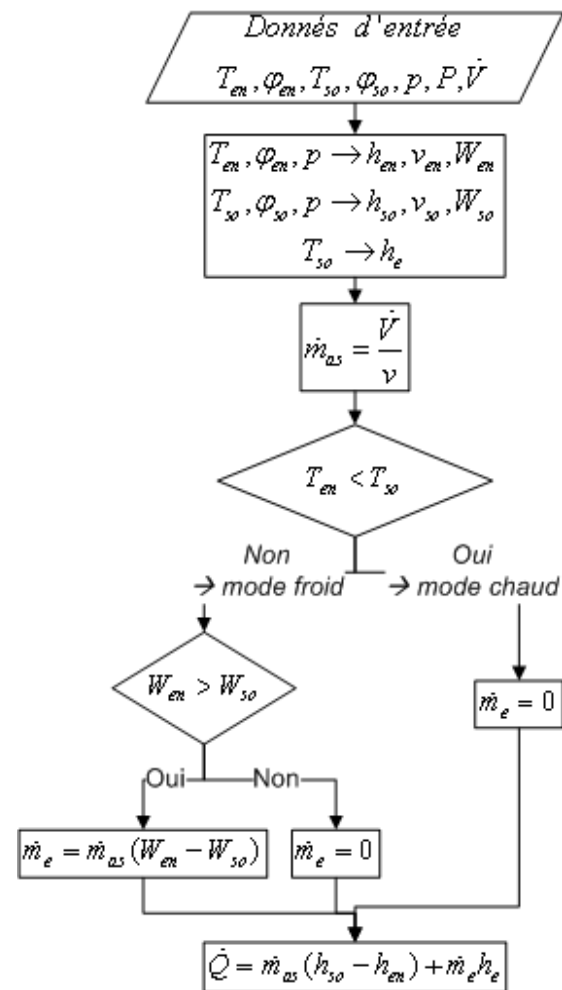
$$\dot{m}_{as} = \frac{\dot{V}_{en}}{v_{en}} \text{ ou } \dot{m}_{as} = \frac{\dot{V}_{so}}{v_{so}}$$

Il y a deux scénarios :

- Si  $T_{en} < T_{so}$ , la PAC est en mode de chauffage. Le débit d'eau de condensation  $\dot{m}_e$  est nul.
- Sinon, la PAC est en mode de refroidissement. Si  $W_{en} > W_{so}$ , le débit d'eau est déterminé par  $\dot{m}_e = \dot{m}_{as}(W_{en} - W_{so})$ . Sinon, le débit est nul.

La chaleur échangée est calculée par :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{as}(h_{so} - h_{en}) + \dot{m}_e h_e \quad \text{Eq. 6}$$



**Fig.3 Procédure de calcul - Méthodes externes**



## CONCLUSION

Le Tab.2 résume les méthodes de mesure in situ de la performance des pompes à chaleur air/air. On ne dispose pas de méthode fiable et simple. La méthode intrusive utilisant des débitmètres à effet Coriolis sont précises mais difficiles à mettre en œuvre sur le terrain. Les précisions de méthodes non-intrusives ne sont

pas encore connues. Afin de déterminer des méthodes in situ fiables, nous proposons de réaliser une campagne de mesures in situ sur laquelle toutes ces méthodes seront testées simultanément. Les méthodes non-intrusives pourront donc être validées en utilisant la méthode intrusive comme référence.

Tab.2 Récapitulatif des méthodes de mesures in situ du SCOP de la PAC air/air (cf. Fig.1)

Méthode		Débit de frigorigène	Enthalpie au point 1	Enthalpie au point 2	
					Taux de vide – Titre de vapeur (au cas échéant)
Interne	Intrusive	Débitmètre Coriolis au point 1	<ul style="list-style-type: none"><li>• Température</li><li>• Pression (mesure directe ou via une mesure de température de saturation)</li></ul> (Eq. 3)	<ul style="list-style-type: none"><li>• Température</li><li>• Pression (mesure directe ou via une mesure de température de saturation)</li></ul> (Eq. 2)	Débitmètre Coriolis (Eq. 1)
	Non intrusive	<ul style="list-style-type: none"><li>• Débitmètre à ultrasons au point 1</li><li>• Ou via la cartographie</li></ul>			Débitmètre à ultrasons : type temps de transit (Eq. 4) ou type effet Doppler (Eq. 5)
Externe (non intrusive)		Débit d'air	Enthalpies en entrée et en sortie de l'EI ou de l'EE		
		<ul style="list-style-type: none"><li>• Mesures de vitesse de l'air</li><li>• Ou via la cartographie</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Température</li><li>• Humidité</li><li>• Pression</li></ul> (Eq. 6)		

## Références

**ASHRAE** Psychrometrics, ASHRAE Handbook CD 2001 Fundamentals F06 [Livre]. - 2001.

**Conde M.R.** Estimation of thermophysical properties of lubricating oils and their solutions with refrigerants: an appraisal of existing methods [Revue] // Appl.Therm.Eng.. - 1996. - pp. Vol.16, 51-61.

**EN-14511** Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and

cooling - Part 2: Test conditions [Rapport]. - 2008.

**Fahlén Per** Methods for commissioning and performance checking of heat pumps and refrigeration equipment [Report]. - Gothenburg : Chalmers University of Technology, 2004.

**Ichikawa T., Anna W. et Satoshi Y.** Study on Running Performance of a Split-type Air conditioning System Installed on a University Campus in Suburban Tokyo [Conférence] // Climat 2007 WellBeing Indoors. - 2007.

**Liley P.E et Gambill W.R.** Physical and chemical data [Section du livre] // Chemical Engineering Handbook, 5th edition. - New York : McGraw-Hill, 1973.

**Ma Xiaokui [et al.]** Experimental validation of void fraction models for R410A air conditioners [Revue] // International journal of refrigeration 32. - 2009. - pp. 780-790.

**Melkamu A.Woldesemayat et Afshin J.Ghajar** Comparison of void fraction correlations for different flow patterns in horizontal and upward inclined pipes [Revue] // International Journal of Multiphase Flow 33. - 2007. - pp. 347–370.

**Mowris R.J., Blankenship A. et Jones E.** Field measurements of air conditioners with without TXVs [Conférence] // Proceedings of the 2004 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings. - Washington, DC, USA : American Council for an Energy - Efficient Economy, 2004.

**NIST** Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database-Version 8.0 [Rapport]. - 2009.

**Poggi F. [et al.]** Refrigerant charge in refrigerating systems and strategies of charge reduction [Revue] // International Journal of Refrigeration 31. - 2008. - pp. 353-370.

**Rivière P. [et al.]** SEPEMO (Heat Pump Seasonal Performance Monitoring) Project, D4.1. guideline for air to air heat pump field measurements. Contract for the European Communities. Contract No.: IEE/08/776/SI2.529222 [Rapport]. - 2010.

**Teodorese Vladut, Detroux Laurie et Lebrun Jean** Testing of a room air conditioner - High class RAC test results-Medium class RAC test results [Rapport]. -

Liège : Université de Liège, 2007. - VTJL070520, VTJL070416.

**Tran C.T. [et al.]** On side refrigerant measurement of heat pump seasonal performances [Conférence] // 10th IEA Heat pumps Conference . - 2011.

**Youbi-Idrissi M. [et al.]** In-situ measurements of enthalpy change on an evaporator working with r407c: effect of oil presence [Conférence] // Eurotherm 72th. - Valence : [s.n.], 2003. - pp. 104-109.

**Zehnder Michele** Efficient air-water heat pumps for high temperature lift residential heating including oil migration aspects. PhD thesis [Rapport]. - Lausanne : Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2004.

### 3.5 Conclusion

Ce chapitre introduit les méthodes de mesure des COP saisonniers de la PAC air/air. Les méthodes les plus prometteuses sont approfondies dans la partie (3.4). La fiabilité de chacune des méthodes n'est pas encore connue, en particulier pour les fonctionnements dynamiques et à faibles charges, conditions forcément rencontrées in situ.

Il faut donc tout d'abord déterminer une méthode de référence. Cette dernière n'est pas forcément adaptée aux conditions in situ mais doit être précise. Dans cet objectif **la méthode interne intrusive utilisant les deux débitmètres Coriolis, par la suite appelée la méthode de référence**, est la plus appropriée car elle est estimée précise pour toutes les conditions de fonctionnement. Pour connaître la précision, la méthode de référence peut être mise au point et validée sur un cas plus simple que la PAC air/air. Elle peut être testée au laboratoire sur une PAC air/eau pour laquelle on peut comparer les résultats de mesure avec ceux donnés par la méthode enthalpique sur l'eau. Cette phase de validation sera présentée dans le Chapitre 4.

L'étape suivante consiste à tester des méthodes adaptées aux conditions in situ. Parmi des méthodes externes et internes non-intrusives, les deux méthodes suivantes sont estimées être les plus appropriées :

- méthode interne utilisant le bilan du compresseur pour la mesure du débit du fluide frigorigène
- méthode externe utilisant des anémomètres fil chaud pour la mesure du débit d'air.

Pour connaître les précisions des méthodes, il faut les tester sur une PAC air/air et comparer les mesures avec la méthode de référence ; cela sera réalisé en laboratoire. Le Chapitre 5 présentera les résultats expérimentaux obtenus.



## **Chapitre 4**

### **Méthode de référence pour la mesure des performances d'une PAC air/air**

---

Dans le Chapitre 3, nous avons proposé des méthodes de mesure in situ des performances des PAC air/air. Il en ressort que la fiabilité des méthodes n'est pas encore connue faute de référence. Il est donc nécessaire de définir une méthode de référence pas forcément elle-même adaptée aux conditions in situ du point de vue de l'instrumentation, mais précise pour toutes les conditions de fonctionnement (dynamiques, à faible puissance, pour une quantité de fluide non conforme...). Il faut noter que la méthode de la chambre calorimétrique n'est pas adaptée à cet objectif car elle fonctionne uniquement en conditions stabilisées.

La méthode de référence servira plus tard à tester les méthodes in situ. Mais elle doit être tout d'abord testée pour s'assurer de sa précision. Au lieu de mettre au point cette méthode sur une PAC air/air en conditions in situ, une solution plus simple consiste à la tester sur une PAC air/eau en laboratoire. En effet, les mesures pourront alors être comparées avec la méthode d'enthalpie sur l'eau, dont la précision est connue.

Ce chapitre présente le principe de la méthode de référence en mode chauffage et les résultats expérimentaux obtenus en fonctionnements stationnaire et dynamique.

## 4.1 Principe de la méthode de référence

### 4.1.1 Mesures nécessaires

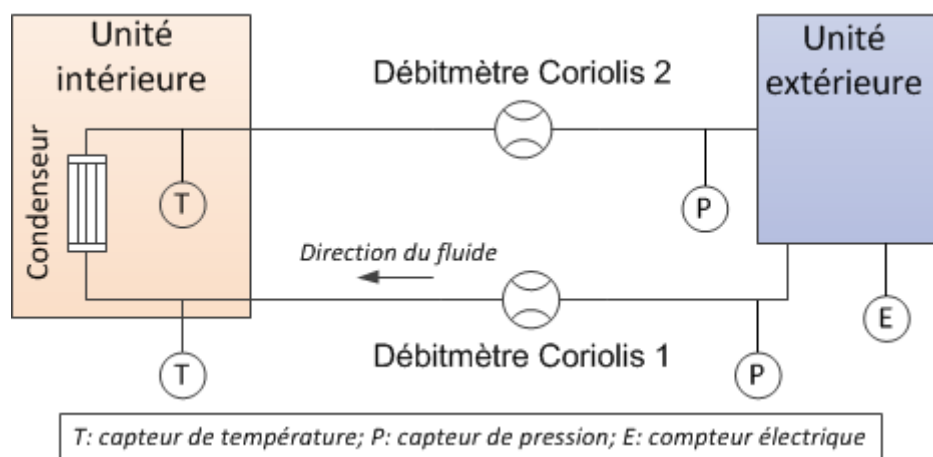


Figure 4.1 - Instrumentation de la méthode de référence

Pour déterminer la puissance calorifique, la méthode de référence utilise les propriétés du fluide frigorigène au condenseur (Figure 4.1). En entrée, la température et la pression sont mesurées. Ce point correspond au refoulement du compresseur, le fluide est donc toujours en phase gazeuse. Les deux mesures suffisent pour calculer l'enthalpie massique du fluide. Un débitmètre Coriolis est aussi installé afin de mesurer le débit masse.

En sortie du condenseur, la température et la pression sont mesurées pour la détermination de l'enthalpie massique. Le fluide peut être diphasique dans certaines conditions, lors de fonctionnements dynamiques, à faible taux de charge ou bien lorsque la charge de fluide frigorigène est trop faible (par exemple en raison de fuites). Le titre de vapeur doit donc être déterminé. Un deuxième débitmètre de Coriolis est utilisé pour mesurer la masse volumique du mélange diphasique. Cette dernière, combinée avec les masses volumiques des phases liquide saturée et gazeuse saturée, permet de calculer le titre de vapeur en utilisant une corrélation de taux de vide.

Les mesures de débit, de masse volumique et des pressions sont forcément intrusives, alors que les températures peuvent être obtenues via les thermomètres de contact installés sur la surface de la tuyauterie frigorifique. Enfin, la consommation électrique de la PAC est mesurée par un compteur électrique.

### 4.1.2 Concentration d'huile

Le circuit frigorifique ne contient pas seulement du frigorigène pur mais également de l'huile, nécessaire à la lubrification du compresseur. La connaissance de la concentration d'huile est donc nécessaire pour le calcul des enthalpies du mélange frigorigène-huile.

Il y a peu de méthodes de mesure ni de données sur la concentration massique d'huile. (Youbi-Idrissi, et al. 2003) a présenté les mesures de la concentration d'huile en sortie du condenseur avec deux méthodes : (1) la méthode d'extraction d'échantillon donne 1,7 % en moyenne, et (2) la méthode utilisant un débitmètre Coriolis donne 3 % en moyenne. (Zehnder 2004) a utilisé la spectrométrie infrarouge par transformation de Fourier en sortie du condenseur et a conclu à une concentration maximale de 0,4 %.

La méthode d'extraction d'échantillon peut fonctionner uniquement en conditions stationnaires. Quant à la méthode utilisant le débitmètre Coriolis, si la concentration est mesurée en sortie du condenseur, l'incertitude est élevée, typiquement de 50 à 100 % selon le couple frigorigène-huile en question, à cause des faibles écarts entre les masses volumiques du frigorigène et de l'huile. La précision de la méthode n'est pas connue en entrée du condenseur où le frigorigène est gazeux alors que l'huile est en phase liquide. La méthode de spectrométrie est précise mais ne peut pas être utilisée au-dessous d'un certain seuil de concentration. Ce dernier dépend des natures du mélange frigorigène-huile ainsi que de la température ; il varie entre 0,2 et 0,4 % dans les essais de (Zehnder 2004).

En tenant compte de la difficulté des mesures de concentration d'huile et du faible gain sur la précision de la performance calculée, notre option est de ne pas mesurer la concentration mais de la considérer comme connue. **La méthode de référence suppose donc une concentration massique de 2 %**, comme dans (Teodorese, Detroux et Lebrun 2007).

### 4.1.3 Corrélations de taux de vide

La masse volumique du mélange diphasique fournie par le débitmètre Coriolis n°2 ne permet pas de déterminer directement le titre de vapeur, mais le taux de vide (proportion de vapeur apparente). Donc, des corrélations entre taux de vide et titre de vapeur sont nécessaires. L'Annexe B présente en détail comment calculer le titre de vapeur à partir la masse volumique avec une corrélation de taux de vide.

Plus de soixante-dix corrélations ont été identifiées dans la littérature. Les comparaisons rapportées dans (Woldesemayat et Ghajar 2007) montrent que les meilleures corrélations, tous cas confondus (i.e. fluides de nature différente, canalisation horizontale, inclinée ou verticale), sont issues des modèles Toshiba, Dix, Rouhani, Hughmark, Premoli et Filimonov. Selon (Poggi, et al. 2008), le modèle de Hughmark est le plus utilisé dans la littérature. Cependant, **il est recommandé de choisir la bonne corrélation en fonction de la nature du frigorigène**. Dans notre cas, le modèle de Premoli est adopté car mieux adapté au fluide frigorigène R410A, d'après (Ma, et al. 2009).

## 4.2 Validation expérimentale

La méthode de référence a été testée sur une PAC air/eau à compresseur entraîné par moteur électrique à fréquence de rotation variable ; les résultats de mesure obtenus sont comparés avec les mesures obtenues avec la méthode enthalpique sur l'eau.

J'ai conçu le banc d'essais pour le travail présenté ici (l'approvisionnement des matériels, l'installation de la PAC, l'instrumentation des appareils de mesure), établi un programme d'essais puis mené la campagne d'essais (la mise au point des conditions d'essai, l'acquisition de données) au laboratoire Climatron d'EDF R&D. La Figure 4.2 montre les deux débitmètres Coriolis utilisés. Ils sont installés au niveau des tuyaux de liaison entre les deux unités (interne / externe) de la PAC.



Figure 4.2 - Débitmètres Coriolis utilisés dans les essais de la PAC air/eau

Les essais ont été divisés en 2 phases :

- Essais stationnaires : la température d'air du côté de l'unité extérieure et la température de l'eau en entrée de la PAC sont stabilisées. J'ai pu également fixer la fréquence de rotation du compresseur via l'interface utilisateur de la PAC à l'aide d'un document technique fourni par le constructeur.
- Essais dynamiques : la température de l'air et la température de la boucle d'eau varient lentement, et la PAC fonctionne dans le mode « normal » (débit variable).

Les résultats expérimentaux ont été présentés dans l'article « Refrigerant-based measurement method of heat pump seasonal performances », publié dans la revue « International Journal of Refrigeration ». La totalité de l'article est rapporté ci-dessous.

Dans un premier temps, une étude bibliographique sur les méthodes de mesure de performance des PAC air/air est présentée succinctement. Ensuite, la méthode de référence est exposée : le principe de fonctionnement, le procédé de calcul et l'instrumentation des mesures. Enfin, les résultats expérimentaux sont présentés et discutés, en régime stabilisé, en régime dynamique, puis en phase de dégivrage. Il faut noter que **dans cet article la méthode de référence est nommée « refrigerant enthalpy method »**.



# REFRIGERANT-BASED MEASUREMENT METHOD OF HEAT PUMP SEASONAL PERFORMANCES

C.T. Tran <sup>a</sup>, P. Rivière <sup>a</sup>, D. Marchio <sup>a</sup>, C. Arzano-Daurelle <sup>b</sup>

<sup>a</sup> Centre of Energy and Processes, MINES ParisTech, 60 Boulevard St Michel, 75006 Paris, France

<sup>b</sup> ENERBAT, Electricity of France R&D, Moret/Loing, France

## Abstract

There is no reliable measurement method of air-to-air heat pump seasonal performances. In this paper, we tested a method based on intrusive measurements on the refrigerant side. The method proposed uses two Coriolis mass flow meters for the measurement of the refrigerant flow rate and of the vapor quality at the indoor heat exchanger outlet. The method is validated by testing an air-to-water heat pump in laboratory conditions and by using the water enthalpy method as a reference. Results confirm that the refrigerant density measurement with a Coriolis flow meter can help to predict the refrigerant vapor quality with satisfactory accuracy if the quality is not too high. The method is also reliable in dynamic conditions (including for defrosting periods). It will then be used as a reference to check the accuracy of different in situ measurement methods for air-to-air heat pumps.

**Keywords:** Heat pump, Performance, Measurement, Experimentation, Refrigerant

---

## INTRODUCTION

### Context

The heat pump is one of the solutions promoted in order to reduce energy consumption and GHG emissions of heating systems in buildings. In this context, the use of residential heat pumps (HPs) for heating has been rapidly spreading in Europe because of their theoretically high efficiency. Reliable laboratory data of residential HP performances tested in standard conditions (EN14511 2008) are available. But the situation may differ in the field due to the installation quality, the design of the heating system, the climatic conditions, and so on. For instance, (Ichikawa et al., 2007) in situ results

on an air-to-air HP exhibit a very low heating seasonal performance factor (HSPF), mainly due to the large oversizing of the HP compared to the heating requirements.

For water-to-water or air-to-water HPs, the heating energy delivered is commonly measured in the field by measuring the energy supplied to the water circuit (water temperature and water flow rate measures). However, for air-to-air HPs there is almost no in situ HSPF measurement. This is due to the difficulty of measuring the air flow rate and the air enthalpy in the field over a long time period. We present a short literature review of the methods used in existing residential HP tests and see to what extent they could be used for in situ measurements.

<b>Nomenclature</b>				
$C_g$	oil mass concentration		<b>Subscripts</b>	
$c_p$	specific heat capacity	$J\ kg^{-1}\ ^\circ C^{-1}$	$a$	air
$D$	tube diameter	mm	$com$	compressor
$f$	rotation speed	Hz	$con$	condenser
$G$	mass flux (per surface unit)	$kg\ m^{-2}\ s^{-1}$	$eva$	evaporator
$h$	specific enthalpy	$J\ kg^{-1}$	$ex$	exhaust side
$\dot{m}$	mass flow rate	$kg\ s^{-1}$	$liq$	saturated liquid
$P$	electric power	W	$m$	refrigerant-oil mixture
$p$	pressure	bar	$oil$	oil
$q$	volume flow rate	$m^3\ s^{-1}$	$r$	refrigerant
$\dot{Q}$	Power	W	$sat$	saturation state
$S$	Premoli factor		$su$	supply side
$T$	temperature	$^\circ C$	$vap$	saturated vapor
$U$	internal energy	J	$w$	water
$x$	refrigerant vapor quality		<b>Abbreviations</b>	
$\alpha$	void fraction		$HP$	heat pump
$\sigma$	standard deviation		$HSPF$	heating seasonal performance factor
	surface tension	$N\ m^{-1}$	$POE$	polyol-ester
$\mu$	dynamic viscosity	$kg\ m^{-1}\ s^{-1}$		
$\rho$	Density	$kg\ m^{-3}$		
$\varepsilon$	relative difference			

## Literature review

Measurement methods for HSPF of air-to-air HP in real life conditions are classified here in two categories: external and internal methods. In the former, the heating capacity measurement is based on those of the air flow rate and of the air enthalpy. In the latter, it is based on the measurements of the refrigerant fluid flow and properties.

An external method tested in the field is shown in (Ichikawa et al., 2007). During the tests, the air flow rate and direction are fixed. On indoor air unit, multi point measurement of air temperature, humidity and velocity is performed at the outlet and the inlet. Velocity measurement is used to determine the ratios of velocity at each point to velocity at center point, also called the ratio velocity distribution. The air velocities are then

corrected, by maintaining the ratio velocity distribution so that the air flow rate obtained from velocities integration matches the value given by the manufacturer. By combining measured temperatures and humidity ratios, the heating energy calculation is then performed. Another example of an external method test is presented in (Riviere et al., 2010). A preparation phase before the test is intended to determine the ratio velocity distribution at the inlet side of the indoor unit through a multi point measurement. During the tests, the multi point measurement system is removed and the ratio velocity measurement is assumed to be constant. Air velocity is measured at only one point and velocities of all other points are revealed thanks to the ratio distribution. The air flow rate variations can then be computed from measurements. Heating energy is computed thanks to the inlet and outlet temperature

measurement (and humidity ratios for the cooling mode). The main limitation of both methods is the unknown accuracy. It is thought to be low, as the heating capacity is proportional to the air flow which is determined via the air velocity measurement, while the time evolution of the velocity distribution is not measured.

An internal method tested in the laboratory is presented in (Teodorese et al, 2007). The refrigerant flow rate is measured by a Coriolis flow meter installed at the exhaust side of the condenser (in heating mode). The refrigerant enthalpies are computed from the measurement of the temperatures and pressures at the supply and exhaust of the condenser. Two air-to-air HPs were tested in the laboratory in steady-state conditions. In comparison with the calorimeter method, the internal method gives relatively good accuracy. The maximal relative difference between these two methods is about 6.8 % in heating mode. Measurement uncertainties of both methods are not shown. The main drawback of this method is the difficult installation of the flow meter in situ.

It is also possible to use the compressor to determine the refrigerant flow rate by using the energy balance of the compressor. The compressor heat loss factor  $\eta$  is assumed to be constant and known. The refrigerant flow rate can then be computed as

$$\dot{m}_r = \frac{(1-\eta)P_{com}}{h_{r,com,ex} - h_{r,com,su}}$$

where  $P$  is the electric power,  $h$  is the specific enthalpy, subscripts  $r$ ,  $com$ ,  $ex$ , and  $su$  refer to refrigerant, compressor, exhaust side and supply side respectively. The enthalpies are determined via measurements of pressure and temperature.

(Fahlén 2004) provides examples using this "internal" method. 110 tests on 13 water-to-

water or air-to-water HPs were tested either in the laboratory or in situ. Accuracy is better than  $\pm 15\%$  compared with the enthalpy measurements on the water side. The main advantage of this method is to eliminate the need for a flow meter. But the drawbacks are that (1) accuracy is low, especially in dynamic conditions, due to the unmeasured factor  $\eta$ ; (2) the method cannot be used for HP with a gas injection compressor; (3) the difficulty of the installation of the pressure sensor in situ for residential HPs which usually do not have pressure plugs at both high and low pressure sides.

This literature review shows that there is no fully satisfying in situ measurement method for the HSPF of residential HP. On the one hand, external methods may be used for the HSPF test in the field over a long time period but their accuracy has been unknown. On the other hand, internal methods using a refrigerant flow meter provide acceptable accuracy in steady state conditions but it is difficult to apply these methods in the field and, in addition, their accuracy in dynamic conditions is unknown.

## Objectives

This article aims to propose a reference testing method which can be used in future works to assess the accuracy of both internal and external existing methods.

To that purpose, we introduce an alternative internal method. It takes into account the fact that the refrigerant might still be biphasic at the outlet of the condenser, as this unexpected state probably occurs in dynamic conditions or/and with improper refrigerant charge condition. In the field, the latter condition has been commonly observed; (Mowris et al., 2004) findings show that about 72 percent of the split air conditioners in the field has an improper refrigerant charge (i.e.

more than 110 % or less than 90 % of the manufacturer-recommended charge).

As there is no alternative method to compare with for the dynamic testing of air-to-air heat pumps, this method is validated in the laboratory by tests conducted on an air-to-water HP in heating mode using the water enthalpy method as a reference. Tests are performed in steady state and in dynamic operating conditions.

Below, we will first present the measurement method, then the test bench designed to validate this method, and finally the test results obtained beforehand to discuss the results.

---

## DESCRIPTION OF THE INTERNAL MEASUREMENT METHOD

The main difficulty of the HSPF measurement is to measure the heat exchange in the condenser (the heating power). Both refrigerant enthalpy change and refrigerant flow rate are necessary to determine the heat exchange.

### Refrigerant Mass Flow Rate

The flow rate can be measured at the condenser exhaust (liquid line) or at the condenser supply (compressor discharge line). In the liquid line, the refrigerant may be biphasic. Measurement of biphasic fluid flow rate is difficult because another thermodynamic property is necessary: the vapor quality. This is why we measure the refrigerant flow in the compressor discharge line where the refrigerant is always in the gas phase. This measure can be performed with a Coriolis or with an ultrasonic flow meter.

### Enthalpy Changes

Refrigerant pressures and temperatures are measured at condenser supply and exhaust. Whenever the refrigerant is in biphasic conditions at the condenser outlet, the

refrigerant vapor quality must be measured in order to determine the refrigerant enthalpy change in the condenser.

Two measurement methods in the liquid line can be considered. The first one is based on the density measurement with the Coriolis flow meter. Combining this measure with the tabulated densities of the liquid and gas saturated phases enables the refrigerant vapor quality to be assessed using a void fraction correlation. The other solution is based on the measurement of the refrigerant velocity with an ultrasonic flow meter. Two technologies can be considered: a transit-time ultrasonic flow meter, which measures the velocity of the liquid phase, and a Doppler ultrasonic flow meter, which measures the velocity of the gas bubbles. In both cases, a combination of the measured velocity and of the refrigerant flow rate (measured by a gas flow meter at the compressor exhaust) allows the refrigerant quality to be determined via the mixture density and a void fraction correlation.

The measurement with the Coriolis solution is inevitably intrusive while the ultrasonic technologies allow either intrusive measurement (in-line type) or non-intrusive measurement (clamp-on type). The main drawbacks of these measurements are that: (1) the flow meters do not operate correctly on biphasic refrigerant of high vapor quality; (2) the accuracy for biphasic refrigerant is not guaranteed by manufacturers.

The following part introduces a test bench to validate the internal measurement method.

---

## EXPERIMENTS

### Experimental Apparatus and Individual Uncertainties

The internal method presented above was tested in the laboratory on an air-to-water inverter split HP in heating mode. A simplified

plan of the test bench is shown in Fig. 1. The uncertainties of measured variables are shown

in Table 1.

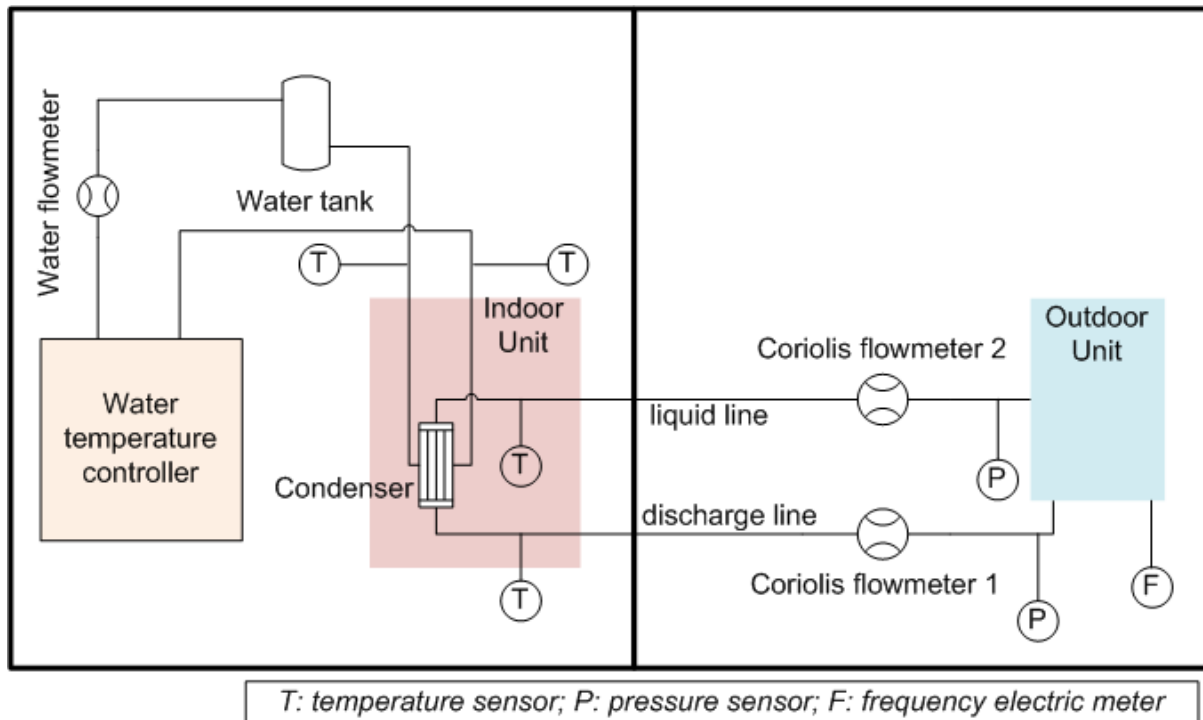


Fig. 1 - Flow chart of the test bench

Table 1 - Instrument uncertainty of measured variables

Variable	Uncertainty (compared to measured value)
Refrigerant flow rate	0.2 %
Refrigerant density	0.2 %
Pressure	0.25 %
Refrigerant temperature	0.8 K
Pipe diameter	0.1 mm
Water volume flow rate	1.2 %
Water temperature	0.05 K
Air temperature	0.1 K
Data acquisition system	0.1 %

The outdoor unit was installed in a climatic chamber. The indoor unit was installed in another room and connected to a water loop. The water loop is fitted with a water temperature controller and a water tank, which enables the control of the water temperature at the inlet of the heat pump condenser.

Two Coriolis flowmeters were installed between the indoor and outdoor units. The first one in the discharge line measures the refrigerant mass flow rate. The other one in the liquid line measures the refrigerant density. The uncertainty of density measurement is 0.2 % of the measured value for the liquid phase and is unknown for the biphasic phase. In the following, the 0.2 % value is used for biphasic condition in the uncertainty calculation.

The refrigerant pressures (P in Fig. 1) at the condenser supply and exhaust are measured at indoor and outdoor units' connections. The refrigerant temperatures (T in Fig. 1) are measured by contact PT100 thermometers positioned at condenser's inlet and outlet and at evaporator's inlet. Their instrument accuracy is 0.05 K. However, a measurement uncertainty of 0.8 K is used because of the difference between contact and intrusive measurements (LNE 2004).

On the water side, the water volume flow rate and condenser supply and exhaust water temperatures are measured to give a reference value.

The compressor rotation speed is measured via the electric frequency measurement (F in Fig. 1) at the compressor electric input. Finally, a measurement of the exterior room temperature is performed with two PT100 thermometers located at the center of the two outdoor unit fans on the outdoor unit inlet side.

The uncertainty of 0.1 % introduced by the data acquisition system is included when computing the uncertainty. The measurement variables are recorded with a sampling rate of 10 seconds. The pipe diameter in the liquid line is needed for the refrigerant heating power calculation; the uncertainty of the pipe diameter is assumed to be 0.1 mm.

## Calculation Method

### Oil concentration

There is little experimental data regarding oil concentration in the refrigerant for heat pump cycles in real conditions. (Zehnder 2004) describes experiments conducted on a residential HP with the R407C and R134a refrigerant fluids and a synthetic oil of Polyol-ester (POE) type. Using a Fourier transform infrared spectrometry, oil mass concentrations in the liquid line were observed in a range of 0.2 %-0.4 %. (Youbi-Idrissi et al., 2003) show tests performed on a large capacity refrigeration system with the refrigerant R407C and a POE oil. The oil mass concentration was measured with two different methods. First, a sample of refrigerant and oil was extracted in a container. The refrigerant was evaporated, and then the oil was weighed. The average oil concentration was 1.7 %. Second, a density flowmeter was placed in the liquid line to

measure the density of circulating fluid (refrigerant + oil). By combining with the densities of pure refrigerant and oil, the calculated average oil concentration was 3 %. The uncertainty of this second method is about 50 %. The tests presented in (Teodorese et al., 2007) assume that the circulating oil fraction is 2 % for a residential split air conditioner.

According to these results, in this paper, we assume an oil mass concentration of 2 %. The tested HP uses the R410A refrigerant and POE oil. The density (in  $\text{kg m}^{-3}$ ) and the specific heat at constant pressure (in  $\text{J kg}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ ) of the oil are computed as in (Conde 1996) and (Liley and Gambill, 1973):

$$\rho_{oil}(T) = \rho_{oil}(T_0) - 0.6(T - T_0)$$

$$c_{p,oil}(T) = \frac{1684 + 3.4T}{\sqrt{s}}$$

where  $T$  is the oil temperature in  $^{\circ}\text{C}$ ; the oil density at  $T_0$  is given by the manufacturer (in our test  $\rho_{oil}(T_0=38^{\circ}\text{C})=998 \text{ kg m}^{-3}$ ) and  $s$  is the ratio of the oil density to water density at  $15.56^{\circ}\text{C}$ .

It should be emphasized that measurement of oil concentration via a density flow meter is not suitable here as the densities of POE oil and R410A are very close (about  $990 \text{ kg m}^{-3}$  at  $38^{\circ}\text{C}$  and 25 bar for R410A compared to  $998 \text{ kg m}^{-3}$  for oil). Measurement uncertainties would be likely to reach 100 %.

### Void fraction correlations

Fluid density measurement of biphasic fluids does not provide direct vapor quality but only void fraction. Correlations of void fractions are needed to determine vapor quality. More than sixty void fraction models are to be found in the literature (Woldesemayat and Ghajar, 2007). Not all these models can be applied to our experiments with R410A fluid condensing in horizontal pipes. Main void fraction

correlations for refrigerants can be found in (Rice 1987). The literature comparison with experimental data presented in (Rice 1987) shows that the best void fraction models for refrigerant fluids in condensers are Hughmark (Hughmark 1962), Premoli (Premoli et al., 1971), Tandon (Tandon et al., 1985), and Baroczy (Baroczy 1965) models. The Premoli model provides an approximate average of these models.

Experiments on an R410A air conditioner (Ma et al., 2009) show that the Premoli model, Zivi model (Zivi 1964) and Harms model (Harms et al., 2003) give the best results for the condenser and that the Premoli model, Zivi model and Smith model (Smith 1969) are the best models for the evaporator. In our experiments, we measure the refrigerant vapor quality in the “liquid line” where the refrigerant state is supposed to be either pure liquid and near liquid biphasic state. So, the Premoli model and the Zivi model are the most appropriate choices.

In this paper, we use the Premoli model. In the next part, we will show how we used this model in our study.

### **Premoli void fraction correlation**

The Premoli model allows the void fraction  $\alpha$  to be determined from the vapor quality  $x$  as follows:

$$\alpha_{Pre} = \frac{1}{1 + \frac{S}{y}} \quad y = \frac{x}{(1-x)PI_1}$$

$$PI_1 = \frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}} \quad S = 1 + F_1 \left[ \frac{y}{1 + yF_2} - yF_2 \right]^{1/2}$$

$$F_1 = 1.578 Re_f^{-0.19} PI_1^{-0.22}$$

$$F_2 = 0.0273 We_f Re_f^{-0.51} PI_1^{0.08}$$

$$Re_f = \frac{GD}{\mu_{liq}} \quad We_f = \frac{G^2 D}{\sigma \rho_{liq}}$$

where  $G$  is the mass flux (per surface unit),  $D$  is the inner pipe diameter,  $\mu$  is the dynamic viscosity and  $\sigma$  the surface tension; subscripts *liq*, *vap* refer to saturated liquid phase and saturated gas phase respectively.

As regards the factor  $S$ , we observed that the void fraction can become an imaginary number, and by consequence the model is no longer usable, when the vapor quality exceeds a certain value, called vapor quality max of the Premoli model and defined as:

$$x_{max,Pre} = \frac{1}{1 + \frac{1}{PI_1} \frac{F_2^2}{1 - F_2}}$$

$x_{max,Pre}$  depends on the nature of the refrigerant, on the pressure, the mass flux and the pipe diameter. It should be observed that if  $x_{max,Pre}$  is equal to or greater than unity, the model is valid for all possible values of vapor quality. While a negative value of  $x_{max,Pre}$  means that the model is not valid at all.

For the tested HP, the vapor quality max  $x_{max,Pre}$  is determined for the R410A refrigerant and the pipe diameter of 7.9 mm and shown in Fig. 2. The results show that the model is valid for almost all conditions due to the relatively high vapor quality max. Indeed, during the performed heating tests, the mass flow and the pressure at the indoor unit vary from 500 to 1000 kg s<sup>-1</sup>m<sup>-2</sup> and from 24 to 34 bar respectively, so  $x_{max,Pre}$  ranges between 0.41 and 0.96. During the defrosting phase, the mass flow and the pressure at the indoor unit vary from 1100 to 1500 kg s<sup>-1</sup>m<sup>-2</sup> and from 2 to 10 bars respectively, so  $x_{max,Pre}$  ranges between 0.54 and 0.82.

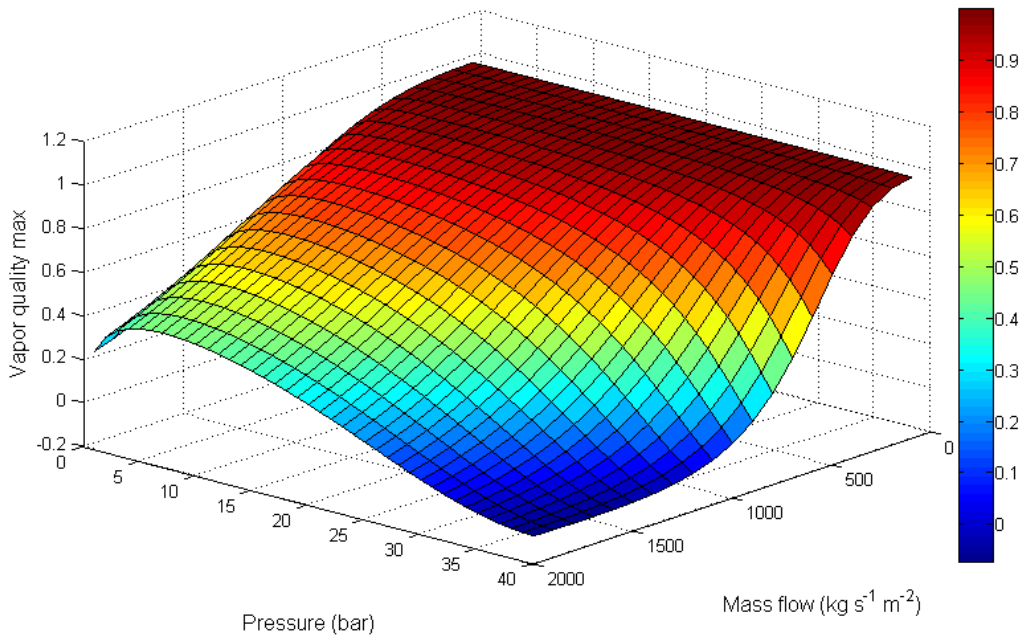


Fig. 2 - Maximal value of vapor quality necessitating Premoli model in case of the R410A - pipe diameter of 7.9 mm

When the vapor quality is higher than  $x_{max,Pre}$ , we consider the void fraction to be equal to the complex modulus of the void fraction calculated by the Premoli model. Comparison shows that this modulus is very close to the void fraction predicted by the homogeneous model. Indeed, it shows the following relationship between the void fraction and vapor quality:

$$\alpha_{hom} = \frac{1}{1 + \frac{1}{y}}$$

whereas the complex modulus of the Premoli void fraction when  $x > x_{max,Pre}$  can be written as

$$|\alpha_{Pre}| = \frac{A}{1 + \frac{1}{y}}$$

$$\text{with } A = \left[ 1 - \frac{\left( \frac{F_1}{y} \right)^2 \left( \frac{y}{1 + yF_2} - yF_2 \right)}{\left( 1 + \frac{1}{y} \right)^2} \right]^{-\frac{1}{2}}$$

Factor A is very close to the unity. A numerical calculation was carried out with the mass flow

and the pressure ranging from 100 to 2000 kg s<sup>-1</sup>m<sup>-2</sup> and from 1 to 40 bar respectively giving values of A between 0.99 and 1.

To summarize, in order to determine the void fraction from the vapor quality, we use the following formula for the full scale of the vapor quality:

$$\alpha = \left| \frac{1}{1 + \frac{S}{y}} \right| \quad (\text{Eq. 7})$$

It's worth noticing that  $x_{max,Pre}$  falls rapidly when the mass flow rate increases. Hence, the Premoli model should not be used for high flow to diameter HP designs.

### Calculation method

The heating power on the water side is defined as

$$\dot{Q}_w = q_w \rho_w c_{p,w} (T_{w,ex} - T_{w,su})$$

where  $q$  is volume flow rate; subscript  $w$  refers to water.



On the refrigerant side, the heating power calculation requires the refrigerant enthalpies to be determined at condenser supply and exhaust. The oil mass concentration  $Cg$  is assumed to be 2 %.

At condenser exhaust, the liquid refrigerant density is determined first. The measured mixture refrigerant-oil density can be expressed - using an ideal mixing law - as

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{Cg}{\rho_{oil}} + \frac{1-Cg}{\rho_r}$$

where subscript  $r$ ,  $oil$ ,  $m$  refer to refrigerant, oil and mixture oil-refrigerant respectively.

Solving this expression leads to the following equation:

$$\rho_r = \frac{(1-Cg)\rho_m \cdot \rho_{oil}}{\rho_{oil} - Cg\rho_m}$$

Then, it has to be checked whether the refrigerant is biphasic. To this purpose, the refrigerant density is preferred to the temperature as the temperature glide of the R410A refrigerant is about 0.1 °C while the density of the biphasic R410A refrigerant varies by about a factor of 10 (from 100 and 1000 kg m<sup>-3</sup>) when quality varies from 1 to 0.

There are three possible scenarios for the computation of the refrigerant enthalpy at condenser exhaust:

- If the refrigerant density is greater than the saturated liquid phase density,  $\rho_r > \rho_{r,liq}(p)$  (where  $p$  is the pressure), the refrigerant is liquid. The refrigerant vapor quality  $x$  is null. If the measured temperature is lower than the saturated liquid phase temperature  $T_r < T_{r,liq}(p)$ , the refrigerant enthalpy is computed from temperature and pressure  $h_r = h(T, p)$ . If it is not, we assume enthalpy to be the saturated liquid phase enthalpy  $h_r = h_{r,liq}(p)$ .

- If the refrigerant density is smaller than the saturated gas phase density,  $\rho_r < \rho_{r,vap}(p)$ , the refrigerant is in the gas phase. The refrigerant vapor quality  $x$  is unity. If the measured temperature is higher than the saturated gas phase temperature  $T_r > T_{r,vap}(p)$ , refrigerant enthalpy is computed from temperature and pressure. If it is not, we assume enthalpy is the saturated gas phase enthalpy  $h_r = h_{r,vap}(p)$ .
- If the refrigerant density lies between the saturated liquid and vapor phase densities,  $\rho_{r,vap}(p) \leq \rho_r \leq \rho_{r,liq}(p)$ , the refrigerant is biphasic. The void fraction can be calculated from densities as follows:

$$\alpha = \frac{\rho_{r,liq} - \rho_r}{\rho_{r,liq} - \rho_{r,vap}}$$

(Eq. 7) describes the relationship between the void fraction  $\alpha$  and the vapor quality  $x$ . Hence, the vapor quality is the solution to the following equations:

$$\frac{\rho_{r,liq} - \rho_r}{\rho_{r,liq} - \rho_{r,vap}} = \left| \frac{1}{1 + \frac{S}{y}} \right| \quad y = \frac{x}{(1-x)PI_1}$$

The refrigerant enthalpy at condenser exhaust is then computed as follows:

$$h_r = x h_{r,vap}(p) + (1-x) h_{r,liq}(p)$$

At condenser supply, the refrigerant enthalpy is computed from temperature and pressure because the fluid is still in the gas phase. Finally, heating power is computed from refrigerant and oil enthalpy differences as follows:

$$\dot{Q}_m = \dot{m}_m \left[ (1-Cg)(h_{r,su} - h_{r,ex}) + Cg(h_{oil,su} - h_{oil,ex}) \right]$$

The fluid thermodynamic properties are calculated with Refprop8 (NIST 2009). The calculation method for the heating power on the refrigerant side is summarized in Fig. 3.

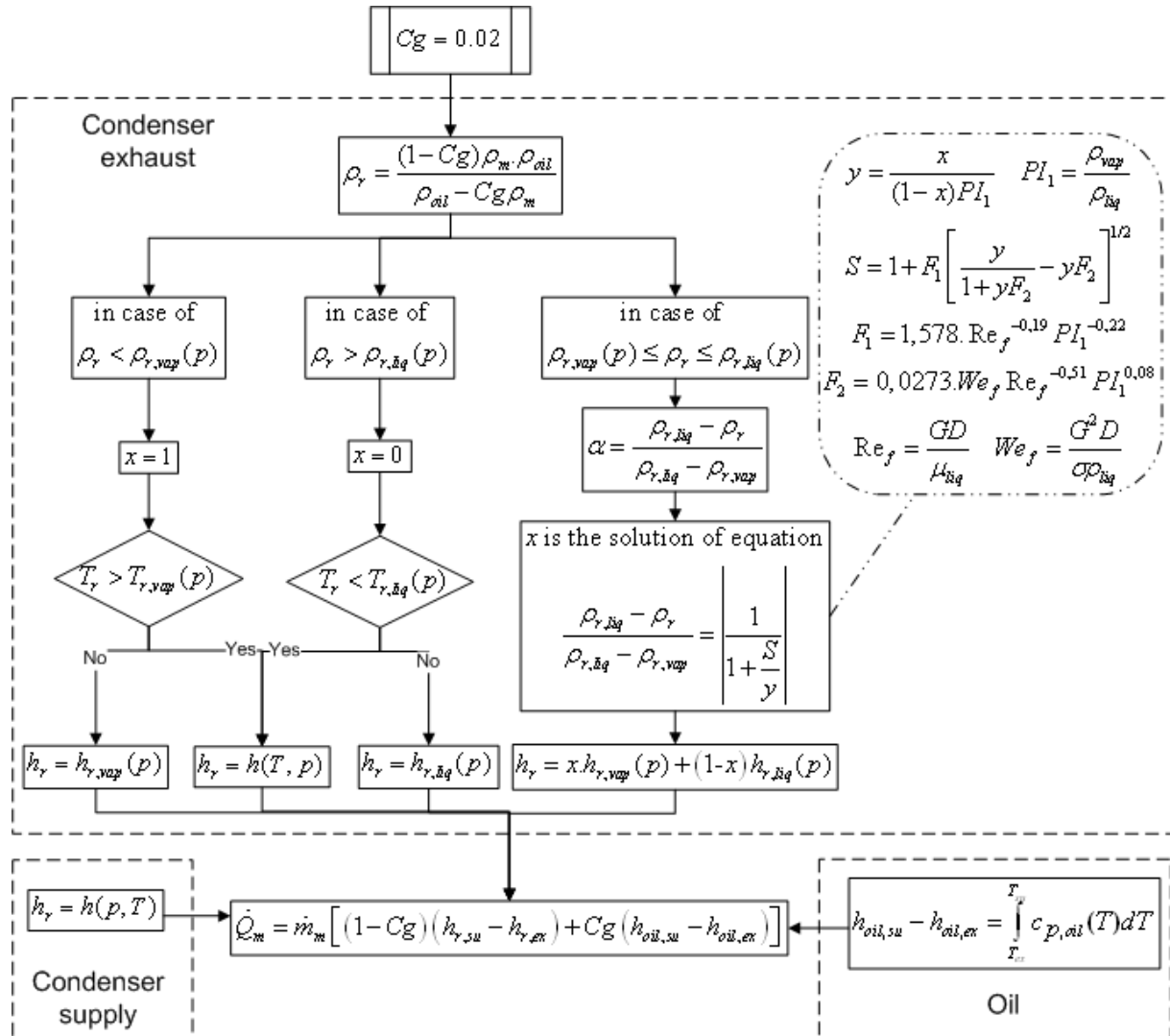


Fig. 3 - Calculation flow chart for the refrigerant heating power

### Uncertainty

The uncertainty of heating power is determined with the uncertainty propagation formula

$$\sigma_Y = \sqrt{\sum_i \left( \frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 \sigma_{X_i}^2}$$

where  $\sigma$  is the standard deviation,  $X_i$  are measured variables,  $Y$  is the calculated variable (heating power in our case).

Because the Premoli model does not provide analytical solutions and the fact that we use Refprop8 to calculate numerically fluid thermodynamic properties, partial derivatives cannot be determined analytically. Instead,

they are calculated with a numerical differentiation formula as follows:

$$\frac{\partial Y}{\partial X_i}(a_1, \dots, a_n) = \frac{Y(a_1, \dots, a_i + d_i, \dots, a_n) - Y(a_1, \dots, a_i, \dots, a_n)}{d_i}$$

where small number  $d_i$  is chosen as shown in Table 2. Calculations with smaller values than those do not provide any significant difference.

Table 2 - Values of  $d_i$  for different measured variables

Variable	Value of $d_i$	Unit
Temperature	0.001	°C
Pressure	0.001	bar
Volume flow rate	0.001	m <sup>3</sup> /h
Mass flow rate	0.001	kg/h
Density	0.001	kg/m <sup>3</sup>
Pipe diameter	10 <sup>-5</sup>	m

### Energy balance on the condenser

The energy balance on the condenser is expressed, by discarding the kinetic energy terms and heat exchanges between the condenser and the environment due to their small values compared to other terms, as follows:

$$\begin{aligned} \frac{dU_{con}}{dt} &= (\dot{m}_{m,su} h_{m,su} - \dot{m}_{m,ex} h_{m,ex}) \\ &\quad + (\dot{m}_{w,su} h_{w,su} - \dot{m}_{w,ex} h_{w,ex}) \\ &= \dot{Q}_m - \dot{Q}_w \end{aligned}$$

where  $U_{con}$  is the internal energy of the condenser (including the quantities of water and refrigerant it contains).

In steady state conditions, the derivative is null. So, the heating power on the refrigerant side should be equal to the one on the water side  $\dot{Q}_m = \dot{Q}_w$ . We define the average relative difference between the heating powers measured on both sides as:

$$\varepsilon = \frac{\int \dot{Q}_m dt}{\int \dot{Q}_w dt} - 1$$

where the integrals are taken over a period of time.

In unsteady conditions, integrating the energy balance equation between 2 time steps  $t_0$  and  $t$  gives

$$[U_{con}]_{t_0}^t = \int_{t_0}^t (\dot{Q}_m - \dot{Q}_w) dt \quad (\text{Eq. 8})$$

Hence, the accumulation of heating powers differences represents the change in the condenser internal energy.

If the integration interval  $t-t_0$  is sufficiently large so that the internal energy changes are negligible compared to the heating powers, we have:

$$\int_{t_0}^t \dot{Q}_m dt = \int_{t_0}^t \dot{Q}_w dt \quad (\text{Eq. 9})$$

Hence, instantaneous values of the heating powers may not be equal but their integrals do.

## RESULTS AND DISCUSSION

The tests were divided into two categories: steady-state and dynamic conditions.

### Steady-state Tests

Thanks to the technical information provided by the manufacturer of the heat pump, the compressor rotation speed can be fixed. The inlet water temperature of the heat pump is kept around 40 °C, and the heat pump is tested for different rotation speeds and different ambient temperatures, in steady state conditions. Steady state conditions are defined as follows:

- The test acquisition period should be longer than 20 minutes.
- The standard deviations of the ambient air and of the inlet water temperature are less than 0.1 K.
- The standard deviation of compressor rotation speed is less than 0.1 Hz.
- The standard deviations of heating powers (water and refrigerant sides) are less than 95 W (around 1 % of the standard rated heating power of the heat pump).

As shown in Fig. 4, the heat pump usually stabilizes with biphasic state at condenser exhaust especially during the tests with heating power values lower than under

standard rated conditions. It seems that the lower the delivered heating power, the greater the refrigerant vapor quality becomes. The latter was observed as high as 50 %.

As the test is in steady state conditions, the heating power on refrigerant side should be equal to the one on water side. Fig. 5 compares heating power measured on both sides. Values on the refrigerant side lie between the measured power on the water side more or less the  $\pm 2\sigma$  error which represent confidence intervals of 95 %. In particular, the relative differences for tests with null quality at condenser exhaust are less than 1 %. The uncertainties in percentage of the water heating power depend on operative conditions. In our tests, they vary from 1.9 % to 5.0 %. High uncertainties correspond to the low heating power tests because of small differences between inlet and outlet water temperatures. In order to reduce uncertainty, the water flow rate was decreased in some tests with respect to the water temperature limits of the heat pump.

The uncertainties in percentage of the refrigerant heating powers are between 0.4 % and 1.1 %. It should be noted that the uncertainty calculation for refrigerant side does not take into account the assumption of 2 % mass oil concentration and the uncertainty of the void fraction model.

## Dynamic Test

The heat pump operates in “normal mode” where the system controller sets the compressor rotation speed. Both the inlet water temperature and the ambient air temperature were varied.

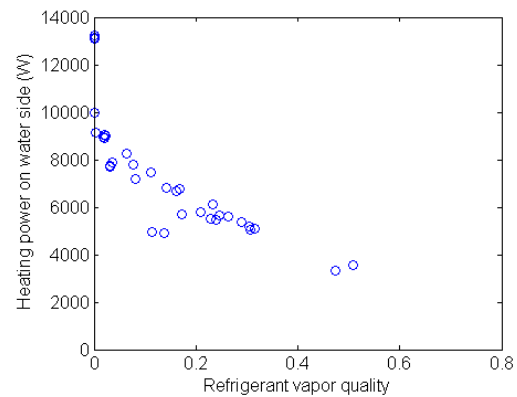


Fig. 4 - Refrigerant vapor quality at condenser exhaust and heating power on water side

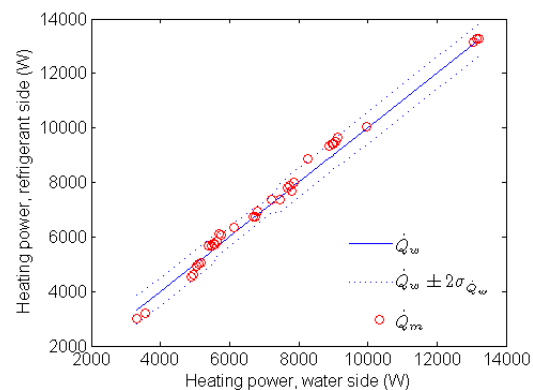


Fig. 5 - Validation of the refrigerant enthalpy method in steady-state conditions

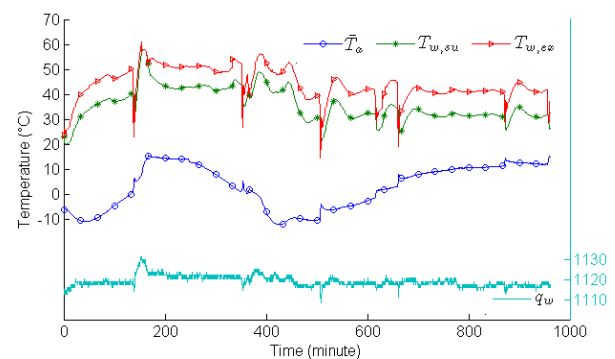


Fig. 6 - Time evolution of dry temperature at the exterior room, water temperatures at indoor unit supply/exhaust and water volume flow rate

As shown in Fig. 6, the outdoor temperature varies between -10 °C and 15 °C. The water volume flow rate is maintained constant at about 1120 l h<sup>-1</sup>. The inlet temperature varies between 20 °C and 45 °C. The outlet temperature varies between 25 °C and 60 °C.

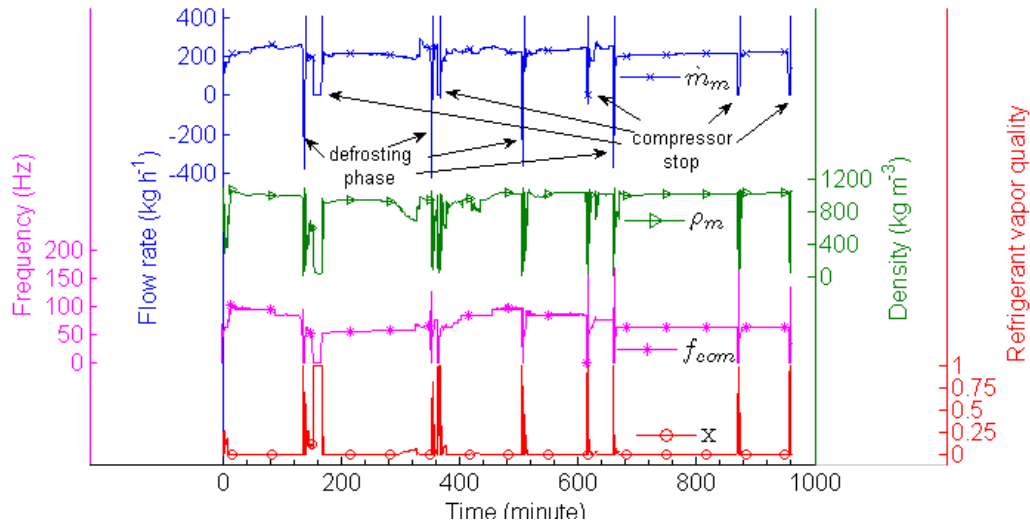


Fig. 7 - Time evolution of refrigerant mass flow rate at condenser inlet, compressor rotation speed, refrigerant density and refrigerant vapor quality at the condenser outlet

Fig. 7 shows the time evolution of the refrigerant mass flow rate at condenser inlet, the compressor rotation speed, the refrigerant density and vapor quality at the condenser outlet. Periods with null flow rate correspond to compressor stops. "Negative" flow rates correspond to inversion cycles - defrosting mode. During the defrosting periods, the refrigerant density varies according to the inversion of the cycle. There are 4 defrosting periods in the test. The compressor is always stopped for several minutes after an inversion cycle.

The behavior is different from "fixed compressor speed mode", where the refrigerant at the condenser outlet is usually in liquid phase. The reason why could not be clearly clarified, but it implies that the heat pump control is different in these two operation modes. Biphasic refrigerant occurs during all the defrosting periods and for a short period of time afterwards. This phenomenon can also happen temporarily in the heating phase with refrigerant vapor qualities of up to 10 %.

It is demonstrated in the next part (Defrosting Period), that the internal energy change  $[U_{con}]_{t_0}^t$  is negligible compared to the heating power integrations on the water side and on the refrigerant side for a test over one frosting-defrosting period. Because there are 4 defrosting periods during the test, the heating power integrations should theoretically be equal (Eq. 9). Experimental results show that the average relative difference between heating powers is 1.8 %.

Biphasic conditions represent about 17 % of the total time period of the test. Therefore, measurement of the refrigerant vapor quality helps to measure more accurately the refrigerant heating capacity. Indeed, by not taking into account this measure and assuming that refrigerant vapor quality is null, the average relative difference between heating powers increases to 2.5 %.

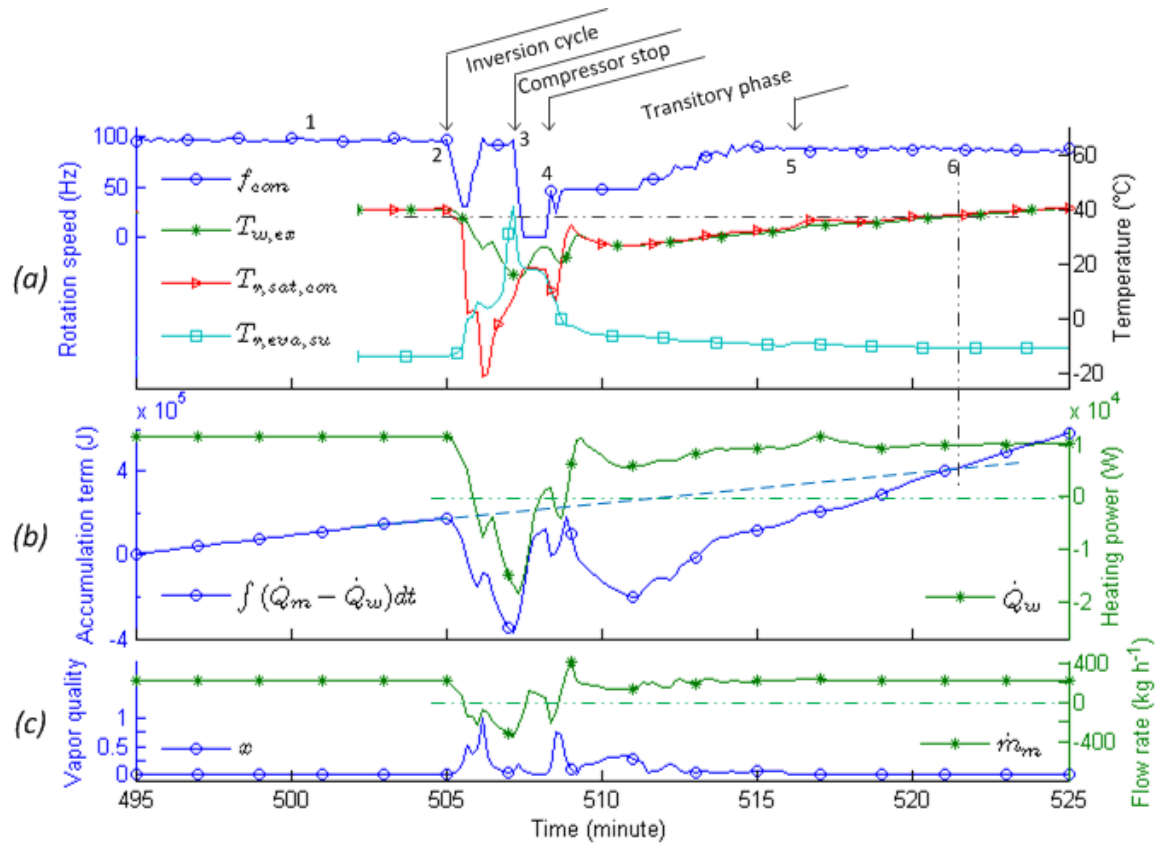


Fig. 8 - Time evolution of compressor rotation speed, outlet water temperature  $T_{w,ex}$ , refrigerant saturation temperature at condenser  $T_{r,sat,con}$  (calculated from measured pressure), refrigerant temperature at evaporator supply  $T_{r,eva,su}$ , accumulation term, heating power on water side, refrigerant-oil mixture flow rate and refrigerant vapor quality in the defrosting period

## Defrosting Period

This part describes the results obtained between the 495<sup>th</sup> and 525<sup>th</sup> minutes when a defrosting period occurs, based on Fig. 8. In this period, and for this heat pump, 3 phases can be distinguished:

- Inversion cycle: the 4-way-valve position change happens at point 2 while the compressor continues to run. A negative refrigerant flow rate is observed (Fig. 8c). In the internal heat exchanger, the pressure falls sharply. As shown in Fig. 8a the refrigerant saturation temperature  $T_{r,sat,con}$ , calculated from measured pressure, decreases from 40 °C to -20 °C. Then it increases because of the heat exchange with water. At the external heat exchanger, the refrigerant temperature

$T_{r,eva,su}$ , measured at the evaporator inlet, raises rapidly from -14 °C to about 7 °C, then remains relatively stable at this step for about 1 minute. Afterward, it increases and when it reaches about 40 °C the compressor stops (point 3). The temperature step seems to correspond to the time the frost on external heat exchanger melts. For other defrosting periods, the step is also observed around 10 °C. The step duration should qualitatively represent the quantity of frost on the heat exchanger surface. It can also be noticed that  $T_{r,eva,su}$  seems to be used to control the compressor. In the 4 observed defrosting cycles the compressor stops when  $T_{r,eva,su}$  reaches a temperature between 33 and 42 °C. The inversion cycle lasts about 2 minutes.

- Compressor stop: the refrigerant flow rate tends to become null and the refrigerant temperatures in both heat exchangers immediately get to a medium value due to the pressure equilibrium. So, the expansion valve should be opened during the compressor stop. This phase lasts about 1 minute.
- Transitory phase: the compressor restarts (point 4). After a short period of time, the valve position change occurs ; it is proved by the second negative flow rate period (Fig. 8c). Afterwards the compressor rotation speed increases slowly to the level observed before the defrosting period. The transitory phase lasts about 9 minutes, between points 2 and 5, time at which the refrigerant vapor quality reaches zero.

It is noted that there are two periods with negative water heating power  $\dot{Q}_w < 0$  (Fig. 8b) with a total heat quantity of -1263 kJ, equivalent to the energy produced by the HP at standard rated condition during about 2 minutes. This quantity has to be taken into account in the calculation of seasonal performances as a negative term. It is due to the fact that the water pump is kept on during defrosting which is useful to prevent the indoor exchanger to freeze.

In dynamic conditions, the change in condenser internal energy  $[U_{con}]_{t_0}^t$  should theoretically be equal to the accumulation of heating powers differences  $\int_{t_0}^t (\dot{Q}_m - \dot{Q}_w) dt$

(Eq. 8). Fig. 8b shows the accumulation term (with  $t_0 = 495$  minutes). Before the defrosting period (points 1-2), it increases gradually due to a difference of 2.6 % between measured values of heating powers. Because all variables are practically constant, this difference is essentially related to

measurement accuracies. So, without any change in internal energy (i.e. in steady state), the accumulation term must follow the blue dashed line. We notice that during the defrosting period it is no longer the case; the difference represents  $[U_{con}]_{t_0}^t$  which is the sum of the 3 following terms:

- the refrigerant internal energy, which is qualitatively an increasing function of refrigerant saturation temperature  $T_{r,sat,con}$ .
- the water internal energy, which is dependent on the inlet water temperature and on  $T_{r,sat,con}$ .
- the metal internal energy, which is a function of its average temperature, varying with both temperatures of refrigerant and water inside the heat exchanger.

As shown in Fig. 8a, the temperatures at internal exchanger in both water and refrigerant side decrease importantly. So, the internal energy change during the defrosting period should represent the maximum change in any operating conditions. In Fig. 8b, the difference between the accumulation term and the dashed line reaches a maximum value of 584 kJ when the compressor stops (point 3). It should be noted that 584 kJ is close to the quantity of heat produced by the HP at standard rated condition during about 1 minute. Hence the internal energy change is really negligible for a test over one complete heating cycle with a frosting-defrosting period (on this testing sequence, typically about 2 - 3 hours).

It is remarkable that at the moment the internal energy change reaches zero, determined when the water temperature  $T_{w,ex}$  and refrigerant saturation temperature  $T_{r,sat,con}$  come back to their levels before the defrosting period, the accumulation term effectively joins back the blue dashed line

(point 6). In other words the integral of heating power on the refrigerant side is equal to the one on the water side over the defrosting period, if we except measurement uncertainties.

Therefore, the refrigerant enthalpy method is validated in dynamic conditions, including defrosting phases. Although the test was not carried out in real conditions, it covers almost all climatic conditions. This internal method should provide an accurate reference for field performance measurements of heat pumps.

---

## CONCLUSION AND PERSPECTIVE

The present study proposes a method to measure the heating power of heat pumps. This method is based on the measurement of the mass flow rate, temperatures and pressures of the refrigerant at the condenser. A measurement of the refrigerant density is used to determine the refrigerant vapor quality at the condenser exhaust. This method was tested on a residential air-to-water HP and was compared with a water enthalpy method.

The refrigerant enthalpy method is validated in steady state conditions by setting the HP at the “fixed compressor speed mode”. The refrigerant at the condenser exhaust can be permanently in biphasic state with the vapor quality ranging from 0 % to 50 %. All measured refrigerant heating powers lie within the  $\pm 2\sigma$  confidence intervals of water heating powers which have uncertainties varying from 1.9 % to 5.0 %. In particular, the relative differences for all tests with null quality are less than 1.0 %.

The refrigerant enthalpy method is also accurate in dynamic conditions (including for defrosting phases) when the heat pump is reset to the “normal mode”. The phenomenon of biphasic refrigerant at the condenser exhaust is observed mainly during the defrosting phase with only occasional short

periods during the standard heating periods. On a long duration test, the relative difference with the water enthalpy method has been measured to be of 1.8 % on average. On a defrosting period, there are big differences between heating powers which represent changes in condenser internal energy. However, the integral of heating power on the refrigerant side is equal to the one on the water side over the defrosting period. The maximum change in condenser internal energy is equivalent to a quantity of heat produced by the heat pump working at standard rated conditions during about 1 minute. It is worth noting that while performing the experiments, the periods of time with the biphasic refrigerant phenomenon were observed with a non-negligible frequency (17 %).

The method accuracy depends not only on the measurement uncertainty but also on the void fraction correlation used and the assumption on the oil concentration. There is no unique choice which is good for every types of heat pump. It is recommended for each heat pump to select the proper correlation and oil concentration level.

The drawback of the refrigerant method for in situ measurements is the difficult installation of the intrusive flow meters. Replacing them with external ultrasonic flow meters may be a solution to apply this method in situ.

The internal method is fully applicable for air-to-air heat pumps. In a further study, it will be used as a reference to check the air enthalpy methods proposed for in situ measurement of the HSPF of air-to-air heat pumps.

## References

Baroczy, C. J. (1965). Correlation of liquid fraction in two-phase flow with application to liquid metals. *Chemical Engineering Progress* 61, 179–191.



- Conde, M. (1996). Estimation of thermophysical properties of lubricating oils and their solutions with refrigerants: an appraisal of existing methods. *Applied Thermal Engineering*, Vol.16, 51-61.
- EN-14511. (2008). Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling - Part 2: Test conditions.
- Fahlén, P. (2004). Methods for commissioning and performance checking of heat pumps and refrigeration equipment. Gothenburg: Chalmers University of Technology.
- Harms, T., Li, D., Groll, E., & Braun, J. (2003). A void fraction model for annular flow in horizontal tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46, 4051-4057.
- Hughmark, G. A. (1962). Holdup in gas-liquid flow. *Chemical Engineering Progress* 58, 62-65.
- Ichikawa, T., Anna, W., & Satoshi, Y. (2007). Study on Running Performance of a Split-type Air conditioning System Installed on a University Campus in Suburban Tokyo. *Climat 2007 WellBeing Indoors Congress*.
- Liley, P., & Gambill, W. (1973). Physical and chemical data. In *Chemical Engineering Handbook*, 5th edition (pp. 226-250). New York: McGraw-Hill.
- LNE. (2004). Guide d'utilisation des capteurs de température de surface. Projet AQCEN, Ministère de l'Economie des Finances et de l'Industrie. Laboratoire national de métrologie et d'essais.
- Ma, X., Ding, G., Zhang, P., Han, W., Kasahara, S., & Yamaguchi, T. (2009). Experimental validation of void fraction models for R410A air conditioners. *International journal of refrigeration* 32, 780-790.
- Mowris, R., Blankenship, A., & Jones, E. (2004). Field measurements of air conditioners with without TXVs. *Proceedings of the 2004 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*. Washington, DC, USA: American Council for an Energy - Efficient Economy.
- NIST. (2009). Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database-Version 8.0.
- Premoli, A., Francesco, D. D., & Prina, A. (1971). A dimensional correlation for evaluating two-phase mixture density. *La Termotecnica* 25, 17-26.
- Rice, C. (1987). The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions. *ASHRAE Transactions*, Vol.93, Pt.1, No.3035, pp.341-367.
- Riviere, P., Coevoet, M., Tran, C. T., & Nordman, R. (2010). SEPEMO (Heat Pump Seasonal Performance Monitoring) Project, D4.1. guideline for air to air heat pump field measurements. Contract for the European Communities. Contract No.: IEE/08/776/SI2.529222.
- Smith, S. (1969). Void fractions in two-phase flow. A correlation based upon an equal velocity head model. *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers* 184, (pp. 647-664).
- Tandon, T. N., Varma, H. K., & Gupta, C. P. (1985). A void fraction model for annular two-phase flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 28, 191-198.
- Teodorese, V., Detroux, L., & Lebrun, J. (2007). Testing of a room air conditioner - High class RAC test results-Medium class RAC test results. Liège: Université de Liège.
- Woldesemayat, M. A., & Ghajar, A. J. (2007). Comparison of void fraction correlations for different flow patterns in horizontal and

upward inclined pipes. *International Journal of Multiphase Flow* 33 , 347–370.

Youbi-Idrissi, M., Bonjour, J., Terrier, M., Meunier, F., & Marvillet, C. (2003). In-situ measurements of enthalpy change on an evaporator working with r407c: effect of oil presence. *Eurotherm 72th*, (pp. 104-109). Valence.

## 4.3 Conclusion

Ce chapitre présente une méthode de mesure de performance des PAC. La précision de la méthode, nommé méthode de référence, est validée par comparaison avec la méthode d'enthalpie sur l'eau pour des essais réalisés sur une PAC air/eau en mode chauffage.

La méthode de référence est basée sur les mesures de débit masse (via un débitmètre Coriolis), de températures et de pressions au condenseur. Elle utilise en plus une mesure de masse volumique en sortie du condenseur pour calculer le titre de vapeur en cas de sortie diphasique du condenseur. Grâce à cet ajout, la méthode de référence permet de mesurer la performance dans toutes les conditions de fonctionnement, en particulier lors de fonctionnements dynamiques, à faible charge ou encore en cas de charge de fluide réfrigérant trop faible, trois situations possibles en condition in situ.

**La méthode est validée en conditions stationnaires** où la température de l'air extérieur et la température de la boucle d'eau sont stabilisées et la vitesse de rotation du compresseur est fixée. Le titre de vapeur en sortie du condenseur est observé systématiquement non nul dans les essais à faible puissance et peut aller jusqu'à 50 %. Dans tous les essais, la puissance calorifique de la méthode de référence se situe dans les intervalles de confiance de la méthode enthalpique sur l'eau. En particulier, dans les essais à titre de vapeur nul, la différence entre les puissances calorifiques des deux méthodes est inférieure à 1 %.

**La méthode de référence est aussi validée en conditions dynamiques** où la PAC est remise en mode « normal » (la PAC contrôle la fréquence de rotation du compresseur). Dans un test durant environ 16 heures, la température de l'air varie entre -10 °C et 15 °C et la température de l'eau en entrée du condenseur évolue de 20 °C à 45 °C. L'essai contient quatre périodes de dégivrage et quatre arrêts du compresseur. La différence entre les puissances calorifiques est de seulement 1,8 %. Le titre de vapeur est non nul essentiellement pendant les périodes de dégivrage. Le phénomène peut arriver occasionnellement dans le mode chauffage, surtout aux moments où la vitesse de rotation du compresseur change ; mais la durée est courte. Au total, cela représente une fréquence d'occurrence non négligeable (17 %).

**La méthode de référence peut aussi fonctionner en mode dégivrage.** Sur une période de dégivrage analysée, les intégrales des puissances calorifiques mesurées sur le réfrigérant et sur l'eau sont égales, aux incertitudes de mesure près. La différence instantanée entre les puissances représente la variation de l'énergie interne du condenseur. La variation maximum observée est équivalente à l'énergie produite par la PAC pendant 1 minute en conditions normatives. Elle est donc négligeable pour une période de mesure de longue durée.

Selon les conditions, l'incertitude de mesure sur la puissance calorifique pour la méthode de référence varie entre 0,4 et 1,1 %, sans tenir compte de l'incertitude de la corrélation de taux de vide utilisée et de l'hypothèse de 2 % de concentration d'huile.

**La méthode est entièrement adaptée pour les PAC air/air.** L'inconvénient, du point vu des essais in situ, est lié à la difficulté d'utiliser les mesures intrusives (débitmètre Coriolis, capteurs de pression). Mais elle peut être utilisée comme référence pour tester en laboratoire les méthodes envisagées pour la mesure in situ.



## **Chapitre 5**

### **Méthodes in situ pour la mesure des performances d'une PAC air/air**

---

De l'étude bibliographique des méthodes de mesure des performances des PAC air/air (cf. Chapitre 3), il ressort que les deux méthodes les plus prometteuses sont :

- Une méthode interne qui utilise des mesures non intrusives, en particulier en ce qui concerne le débit de fluide frigorigène qui est mesuré via le bilan thermique du compresseur. Par la suite, cette méthode est nommée « **méthode interne in situ** ».
- Une autre méthode, nommée « **méthode externe in situ** », qui est basée sur des mesures sur l'air. Le débit d'air est déterminé à partir de mesures par capteurs à fil chaud.

Dans ce chapitre, les principes de mesure sont exposés. Les deux méthodes sont testées sur une PAC air/air bi-bloc en mode chauffage. Des mesures supplémentaires sont utilisées pour vérifier (totalement ou partiellement) ces deux méthodes.

## 5.1 Principe de la « méthode interne in situ »

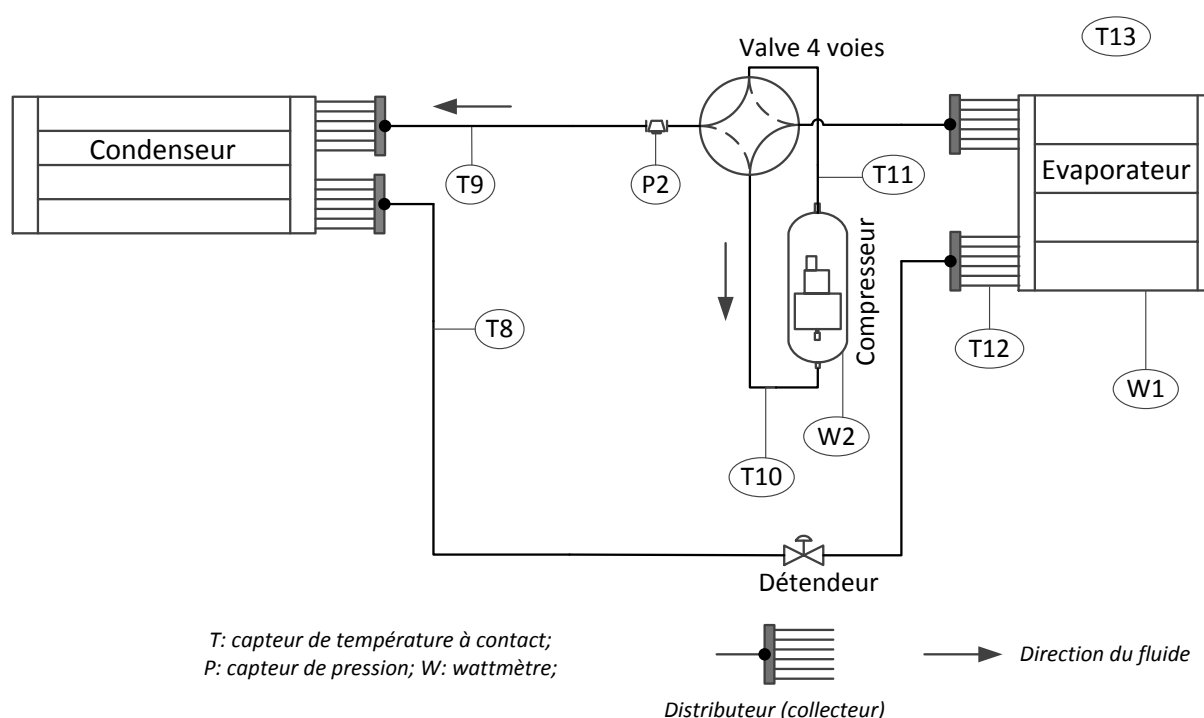


Figure 5.1 - Instrumentation de la « méthode interne in situ »

La méthode « interne in situ » est en fait une version « simplifiée » de la méthode de référence qui permet d'éviter la difficulté de réaliser des mesures intrusives en conditions in situ (ex : la mesure intrusive du débit de fluide frigorigène). La consommation électrique de la PAC est mesurée par un wattmètre (W1, Figure 5.1). Dans les parties qui suivent, nous présentons comment déterminer la variation des enthalpies du fluide frigorigène au condenseur et le débit du fluide frigorigène.

### 5.1.1 Variation des enthalpies au condenseur

La pression de condensation est mesurée, via un capteur de pression (P2, Figure 5.1), au point de connexion des deux unités (interne et externe). La plupart des PAC air/air commerciales dispose à ce point d'une prise de pression pour permettre le chargement du fluide. Pour la PAC testée, cet emplacement correspond à l'entrée du condenseur (mode chauffage).

Les températures en entrée et en sortie sont mesurées par des thermomètres à contact (T8, T9). En supposant que le fluide est en phase gazeuse en entrée et en phase liquide en sortie, les variables mesurées permettent de calculer les enthalpies.

### 5.1.2 Débit du fluide frigorigène

Le débit du fluide n'est pas mesuré mais **déterminé à partir du bilan thermique du compresseur** en conditions stationnaires :

$$P_{com} = \dot{m}_m \left[ (1 - Cg)(h_{r,com,so} - h_{r,com,en}) + Cg(h_{h,com,so} - h_{h,com,en}) \right] + \dot{Q}_{perte}$$

où :  $P$  est la puissance électrique, en W

$Cg$  est la concentration massique de l'huile, en kg/kg

$h$  est l'enthalpie massique, en J/kg

$\dot{m}$  est le débit massique, en kg/s

$\dot{Q}_{perte}$  est la perte thermique due aux échanges thermiques au niveau des parois du compresseur, en W

les indices  $r, h, m, com, en, so$  représentent le réfrigérant pur, l'huile, le mélange du réfrigérant et de l'huile, le compresseur, le côté d'entrée et le côté de sortie, respectivement.

De la même manière que pour la méthode de référence (Chapitre 4), nous supposons que la concentration  $Cg$  est égale à 0,02 kg/kg. La puissance  $P_{com}$  est mesurée par un watt mètre (W2, Figure 5.1). Les enthalpies de l'huile peuvent être calculées à partir des températures en entrée et en sortie. Ces dernières sont mesurées par des thermomètres à contact installés sur le circuit frigorifique (T10, T11).

Les enthalpies  $h_{r,com,en(so)}$  et  $h_{h,com,en(so)}$  sont déterminées à partir des températures T10, T11 et des pressions de condensation et d'évaporation. Nous supposons alors que (1) les pertes de pression entre le compresseur et les échangeurs sont négligeables, et (2) l'état du fluide est gazeux en entrée et en sortie du compresseur. La pression de condensation est obtenue via le capteur P2, alors que la pression d'évaporation est déterminée à partir de la mesure de la température de saturation via un capteur de contact (T12). Ce dernier est installé en entrée de l'évaporateur où le fluide est certainement diphasique.

Enfin, la perte thermique peut être calculée à partir de la température de la paroi du compresseur  $T_{com}$  et de la température de l'air ambiant  $T_{amb}$  (mesurée par le capteur de température T13) :

$$\dot{Q}_{perte} = Sh_{convection}(T_{com} - T_{amb}) + S\sigma(T_{com}^4 - T_{amb}^4) \quad (5.1)$$

où :  $S$  est la surface des parois, en m<sup>2</sup>

$\sigma$  est la constante de Stefan-Boltzmann, en W/(K<sup>4</sup>m<sup>2</sup>)

Le deuxième terme représente l'échange par rayonnement, alors que le premier exprime l'échange convectif. Le coefficient convectif  $h_{convection}$  peut être déterminé en utilisant des corrélations adaptées.

## 5.2 Principe de la « méthode externe in situ »

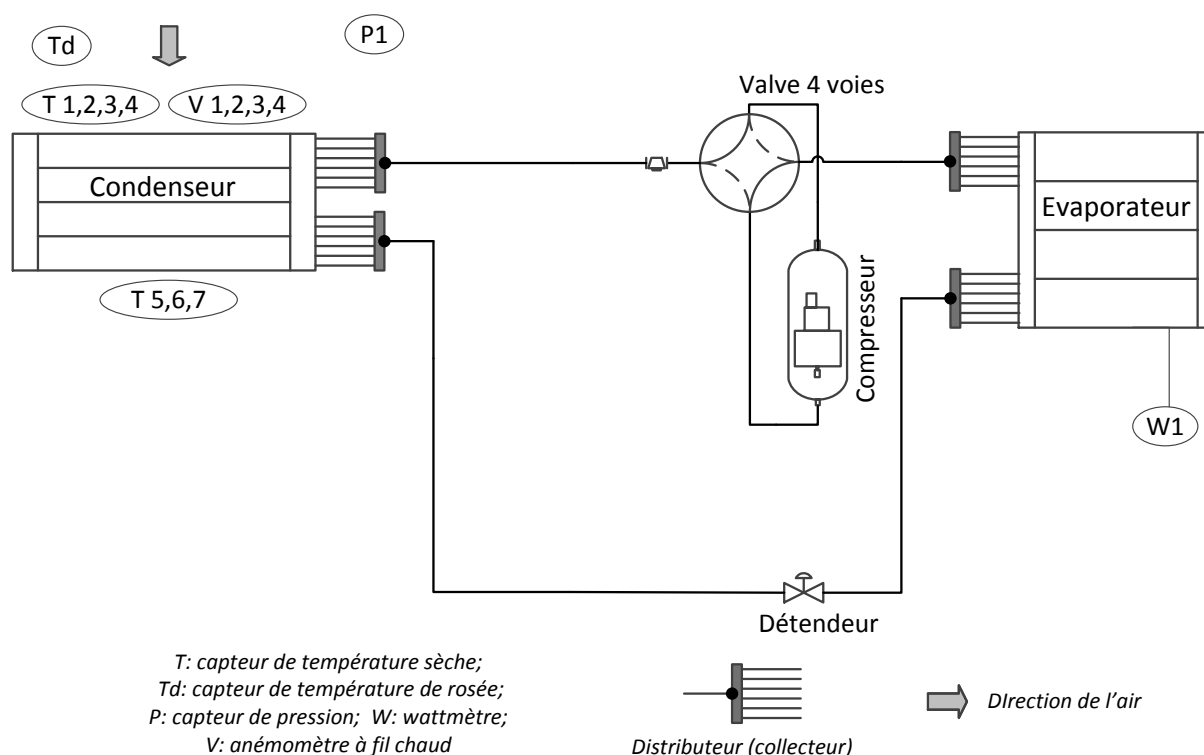


Figure 5.2 - Instrumentation de la « méthode externe in situ »

La Figure 5.2 montre les mesures nécessaires pour la « méthode externe in situ ». La consommation électrique de la PAC est mesurée par un wattmètre (W1, Figure 5.2).

### 5.2.1 Débit volume de l'air

Le débit volume de l'air est déterminé à partir des mesures de vitesse de l'air via un ensemble d'anémomètres à fil chaud (V, Figure 5.2). Ces derniers peuvent être installés soit à l'aspiration (en entrée) soit au refoulement (en sortie) de l'unité intérieure (le condenseur) et la distribution des sondes dépend du profil du champ de vitesse. Ce dernier peut être obtenu en déplaçant les sondes sur toute la surface de passage de l'air. Il est donc recommandé de réaliser des mesures « préparatoires » pour bien identifier le champ de vitesse. Ce dernier est généralement décomposé en plusieurs zones avec différents niveaux de vitesse. Les anémomètres sont installés de telle sorte que la vitesse moyenne locale de chaque zone soit mesurée. La vitesse moyenne globale, c'est à dire de toute la surface de passage, est obtenue en moyennant (avec des coefficients de pondération différents si nécessaire) les vitesses moyennes locales. Enfin, le débit volume est déduit en multipliant la vitesse moyenne globale par la surface de passage.

Dans notre cas, l'unité intérieure de la PAC testée est de type mural (Figure 5.3). L'air est aspiré en partie supérieure puis soufflé vers le bas. La direction de l'air soufflé est définie par un volet pivotant dont le niveau d'ouverture peut être sélectionné par l'utilisateur. Nous mesurons le champ de vitesse à l'aspiration, car elle est considérée moins perturbée. Le choix du nombre de sondes (4 dans notre cas) et de leur positionnement sur la section de passage (Figure 5.5) est un résultat des mesures « préparatoires ». Ces dernières seront présentées dans la partie Résultats expérimentaux (5.3.2).





Volet tournant

Figure 5.3 - Unité intérieure de la PAC testée

### 5.2.2 Variation des enthalpies

Les températures de l'air sec sont mesurées en entrée et en sortie de l'unité intérieure, via des capteurs de température (T, Figure 5.2). Il est recommandé de mesurer la température en chaque point de mesure de vitesse. Cela permet de bien déterminer l'enthalpie totale par intégration. Dans notre cas, nous utilisons des capteurs qui permettent de mesurer à la fois la vitesse et la température sèche (Figure 5.4). De l'autre côté (en entrée ou en sortie selon le cas), il vaut mieux distribuer uniformément les capteurs de température pour obtenir la bonne température moyenne (Figure 5.5).

L'humidité de l'air est obtenue via la mesure de la température de rosée ou de l'humidité relative. Il suffit de mesurer soit en entrée, soit en sortie de l'unité intérieure car l'humidité absolue est conservée à travers le condenseur. Enfin, la pression atmosphérique est mesurée, via le capteur de pression P1 (Figure 5.2), pour corriger les enthalpies.

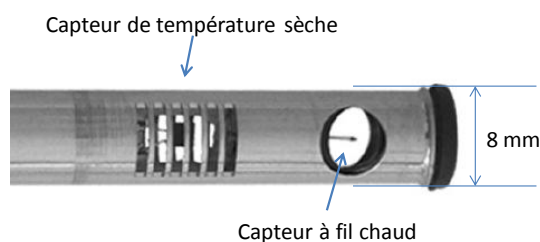


Figure 5.4 - Thermo-anémomètre à fil chaud utilisé dans notre test

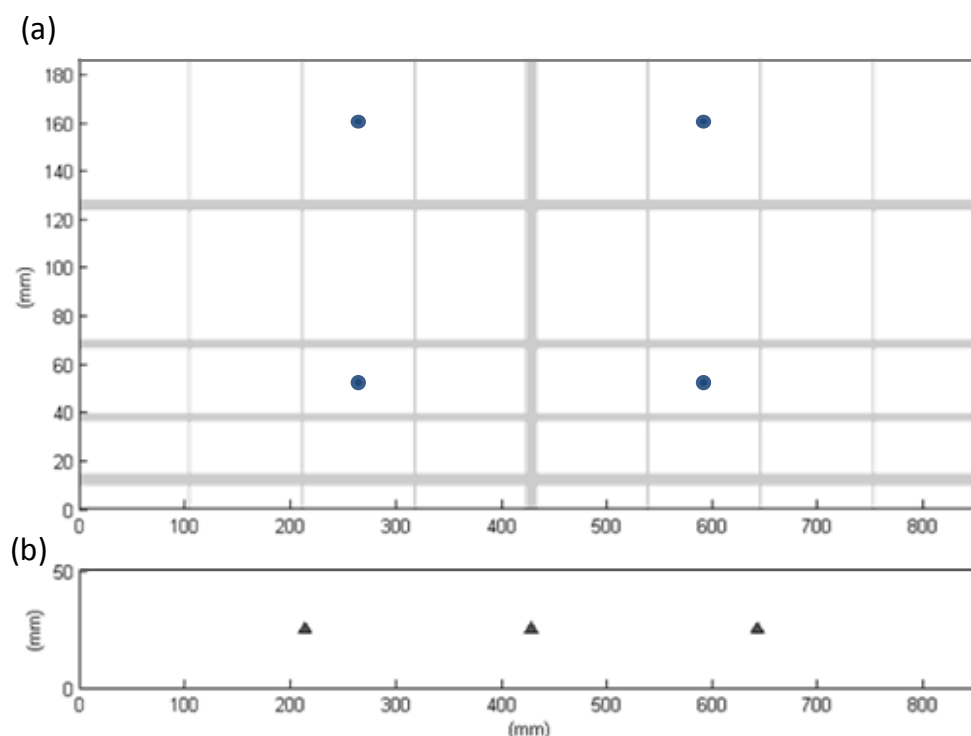


Figure 5.5 - (a) Positionnement des capteurs de température sèche et des anémomètres à fil chaud à l'aspiration de l'unité intérieure ; (b) Positionnement des capteurs de température sèche au refoulement

## 5.3 Validation expérimentale

Les deux méthodes in situ ont été testées simultanément sur une PAC air/air bi bloc à compresseur entraîné par moteur à fréquence de rotation variable. Les essais ont été réalisés en laboratoire. J'ai conçu le banc d'essais (l'approvisionnement des matériels, l'installation de la PAC, l'instrumentation des appareils de mesure), établi un programme d'essais puis mené la campagne d'essais (la mise au point des conditions d'essai, l'acquisition de données) au laboratoire Climatron d'EDF R&D.

Des mesures supplémentaires, appelées par la suite mesures « étalon », ont été utilisées pour qualifier les méthodes in situ et les erreurs causées par les hypothèses utilisées. En particulier, la précision des méthodes in situ a été déterminée en comparant avec la méthode de référence.

Dans la partie qui suit, seules les mesures « étalon » sont montrées. Les mesures qui concernent les deux méthodes in situ ont été présentées dans les parties (5.1) et (5.2).

### 5.3.1 Mesures « étalon »

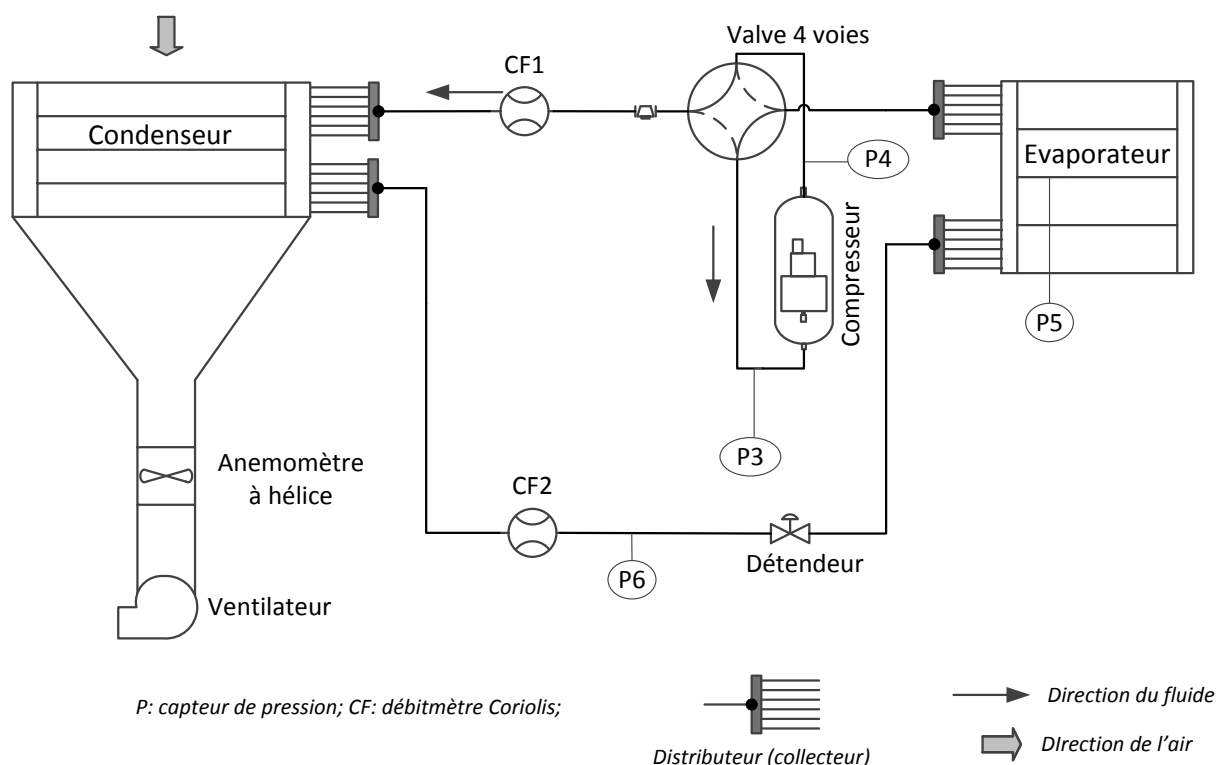


Figure 5.6 - Instrumentation des mesures « étalon » supplémentaires

Les mesures « étalon » sont résumées sur la Figure 5.6. Il faut noter qu'elles ne font pas partie des méthodes in situ mais sont utilisées uniquement en laboratoire pour vérifier ces dernières.

Le débit du fluide frigorigène est mesuré par un débitmètre Coriolis installé en entrée du condenseur (CF1). Cette mesure directe est utilisée comme référence pour qualifier le débit obtenu par la méthode « interne in situ ».

Le deuxième débitmètre Coriolis (CF2) installé en sortie du condenseur mesure la masse volumique du fluide afin de vérifier si ce dernier est diphasique. Pour rappel, la méthode « interne in situ » suppose que le fluide est toujours en phase liquide. La mesure de CF2 permet donc de vérifier cette hypothèse et en plus de quantifier les erreurs commises.

La pression en sortie du condenseur est mesurée par un capteur de pression (P6). Elle est nécessaire pour déterminer le titre de vapeur si le fluide est diphasique. De plus, en comparant avec la pression en entrée (P2, Figure 5.1), elle permet de déterminer la perte de pression dans le condenseur, qui est négligée dans la méthode interne in situ.

La pression d'évaporation est mesurée directement par un capteur de pression (P5, Figure 5.6). Cette mesure est utilisée pour vérifier la pression déterminée via la mesure de la température de saturation (T12, Figure 5.1).

Les pressions en entrée et en sortie du compresseur sont aussi mesurées avec des capteurs de pression (P3, P4). D'une part, elles permettent de quantifier les pertes de pression entre le compresseur et les échangeurs, qui sont négligées dans la méthode interne in situ. D'autre part, elles servent à calculer la perte thermique « de référence » du compresseur. En effet, le bilan du compresseur peut s'écrire :

$$P_{com} = \dot{m}_m^{ref} \left[ (1 - Cg) (h_{r,com,so}^{ref} - h_{r,com,en}^{ref}) + Cg (h_{h,com,so} - h_{h,com,en}) \right] + \dot{Q}_{loss}^{ref}$$

où l'indice *ref*, pour référence, concerne les variables issues des mesures « étalon ». En particulier  $\dot{m}_m^{ref}$  est mesuré par CF1 (Figure 5.6). Les enthalpies  $h_{r,com,so(en)}^{ref}$  sont calculées en utilisant les pressions issues des capteurs P3 et P4. Il faut noter que les enthalpies de l'huile  $h_{h,com,so(en)}$  sont calculées uniquement à partir des températures (Liley et Gambill 1973).

La perte thermique  $\dot{Q}_{loss}^{ref}$  obtenue à partir de cette équation sert de référence pour vérifier la perte  $\dot{Q}_{perte}$  calculée avec la méthode « interne in situ » (équation (5.1)).

Au refoulement de l'unité intérieure, l'air est gainé dans un caisson isolé thermiquement puis le débit volume est mesuré par un anémomètre à hélice (Figure 5.6). Un ventilateur (dit ventilateur de compensation) est utilisé pour compenser la perte de charge créée par le caisson. Cette mesure de débit est utilisée comme référence pour examiner le débit obtenu avec la méthode externe in situ (via les anémomètres à fil chaud). Il faut noter que les deux types de mesure (anémomètres à hélice et à fil chaud) donnent le débit volume. Or, ce dernier peut varier en présence de la différence des températures en entrée et en sortie de l'unité intérieure. C'est le débit masse qui est toujours conservé. Il faut donc convertir les débits volume obtenus en débits masse pour pouvoir comparer les mesures.



Figure 5.7 - Partie convergente du caisson utilisé dans les essais de la PAC air/air

### 5.3.2 Résultats expérimentaux.

Les 2 unités de la PAC sont installées dans la cellule intérieure et la cellule extérieure, dont les températures de l'air peuvent être contrôlées. L'instrumentation complète est résumée Figure 5.8. En ce qui concerne la détermination de la performance, la difficulté est liée à la mesure de la puissance calorifique. La puissance électrique de la PAC n'est donc pas mesurée pour simplifier l'instrumentation.

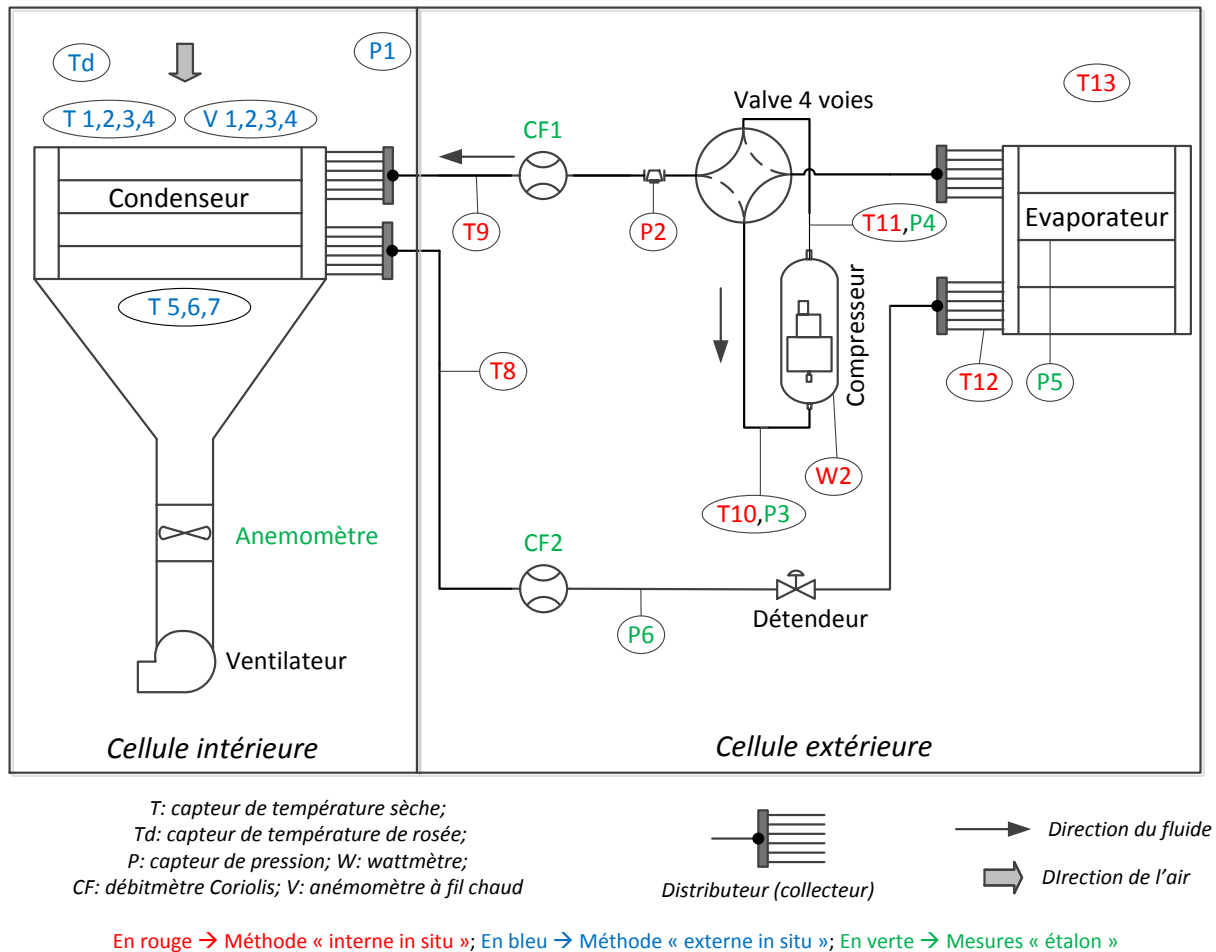


Figure 5.8 - Banc d'essai de la PAC air/air

Les essais sont réalisés en régime stationnaire. La température de l'air extérieur varie entre -10 °C et 18 °C, alors que la température de l'air intérieur est stabilisée à environ 20 °C. La vitesse de rotation du ventilateur de l'unité intérieure est fixée via la télécommande de l'utilisateur. Deux niveaux de vitesses sont testés : grande vitesse et petite vitesse.

Afin d'atteindre des régimes stationnaires, la consigne de la température de confort est choisie suffisamment élevée pour que la PAC fonctionne à la puissance maximale autorisée par la machine pour un jeu de températures extérieure et intérieure et de débit d'air donné.

Les résultats expérimentaux obtenus sont présentés sous la forme d'un article soumis à la revue « International Journal of Refrigeration ». La totalité de l'article est rapportée ci-dessous.

Dans un premier temps, le principe des méthodes in situ ainsi que la méthodologie pour tester ces dernières sont rappelés. Ensuite, l'instrumentation et les calculs associés aux méthodes sont détaillés. Enfin, les résultats expérimentaux sont présentés et discutés. Il faut noter **les correspondances suivantes entre les noms des méthodes utilisés jusqu'ici dans la thèse et dans cet article**:

- méthode interne in situ → « in situ refrigerant method »
- méthode externe in situ → « in situ air method »
- méthode de référence → « reference method »

# IN SITU MEASUREMENT METHODS OF AIR TO AIR HEAT PUMP PERFORMANCE

C.T. Tran <sup>a</sup>, P. Rivière <sup>a</sup>, D. Marchio <sup>a</sup>, C. Arzano-Daurelle <sup>b</sup>

<sup>a</sup> Centre of Energy and Processes, MINES ParisTech, 60 Boulevard St Michel, 75006 Paris, France

<sup>b</sup> ENERBAT, Electricity of France R&D, Moret/Loing, France

## Abstract

There is no in situ reliable measurement method of air-to-air heat pump heating seasonal performances. This paper tests and validates two methods in laboratory and in steady-state conditions. The first method is based on refrigerant fluid measurements. The enthalpy change at the condenser is determined from the temperatures and condensation pressure. The refrigerant mass flow rate is determined by using the compressor thermal balance: the evaporation pressure is measured by a saturation temperature measurement, the compressor ambient heat losses are evaluated from the heat exchanges. The method uses only non-intrusive sensors, except for the condensation pressure sensor. The latter is installed at the refrigerant charging plug. The second method uses air measurements at the indoor unit. The enthalpy change is performed from the temperatures and atmospheric pressure. The air flow rate is obtained via a multi-point air velocity measurement. The two methods are fully applicable on field.

**Keywords :** Heat pump, performance, in situ measurement, experimentation

---

## CONTEXT AND OBJECTIVES

The heat pump is one of the solutions promoted in order to reduce energy consumption of heating systems in buildings. In this context, the use of residential heat pumps (HPs) for heating has been rapidly spreading out in Europe because of their high efficiency measured on laboratory conditions. But the situation may differ in the field due to several factors including the installation quality, the design of the heating system and the climatic conditions. Moreover, people will be increasingly concerned by the seasonal in situ performance of their equipment as it directly impacts the final energy consumption.

For water-to-water or air-to-water HPs, the heating energy delivered is commonly measured in the field by measuring the energy supplied to the water circuit (water

temperature and water flow rate measures). However, for air-to-air HPs there is almost no in situ heating seasonal performance factor (HSPF) measurement. This is due to the difficulty of measuring the air flow rate and the air enthalpy in the field over a long time period.

According to (Tran, et al., 2012), actually there is no validated in situ measurement method for the HSPF of residential air-to-air HP, but a reference method has been validated to assess the accuracy of potential methods. In this context, the objective of the authors is to attempt and possibly validate two in situ methods. One method is based on the measurements of the refrigerant fluid side, and is named here “in situ refrigerant method”; the other one uses measurements of the air side, and is named “in situ air method”. This paper presents the first step to

attain the objective, which is to check, in laboratory, the two in situ methods and to determine their accuracies in steady-state conditions for the heating mode. Further necessary steps required to reach a fully

applicable method for in situ dynamic conditions are discussed in the conclusions and perspectives.

<b>Nomenclature</b>			<b>Subscripts</b>	
$a$	heat loss coefficient	$W K^{-1}$	$a$	(moist) air
$A$	area	$m^2$	$amb$	ambient
$b$	heat loss coefficient	$W K^{-4}$	$atm$	atmosphere
$c$	heat loss coefficient	$W$	$com$	compressor
$Cg$	oil mass concentration		$con$	condenser (condensation)
$c_p$	specific heat capacity	$J kg^{-1} K^{-1}$	$da$	dry air
$D$	tube diameter	$mm$	$eva$	evaporator (evaporation)
$h$	specific enthalpy	$J kg^{-1}$	$ex$	exhaust side
$\dot{m}$	mass flow rate	$kg s^{-1}$	$liq$	saturated liquid
$P$	electric power	$W$	$loss$	heat loss
$p$	pressure	$bar$	$m$	refrigerant-oil mixture
$\dot{Q}$	energy rate	$W$	$oil$	Oil
$S$	sensitivity index		$r$	(pure) refrigerant
$T$	(dry) temperature	$^{\circ}C$	$ref$	Reference
$Td$	dew-point temperature	$^{\circ}C$	$sat$	saturation state
$v$	velocity	$m s^{-1}$	$su$	suction side
$\dot{V}$	volume flow rate	$m^3 h^{-1}$	$vap$	saturated vapor
$x$	refrigerant vapor quality		<b>Abbreviations</b>	
$\alpha$	void fraction		$HP$	heat pump
$\varepsilon$	relative uncertainty		$HSPF$	heating seasonal performance factor
$\eta$	compressor heat loss factor		$IE$	indoor heat exchanger
$v$	specific volume	$m^3 kg^{-1}$	$OE$	outdoor heat exchanger
$\rho$	density	$kg m^{-3}$	$POE$	polyol-ester
$\sigma$	absolute uncertainty			
$W$	humidity ratio			

## METHODOLOGY

The main difficulty of the HSPF measurement is to measure the heat exchange in the indoor heat exchanger (noted hereafter IE). The two mentioned in situ methods are simultaneously tested on a residential air-to-air split HP in laboratory and in steady-state conditions. The measurements are compared to the reference method developed and validated in (Tran, et

al.,2012). Some supplementary measurements are used to check the variables measured from the two in situ methods.

The reference method and supplementary measurements are not necessarily appropriate for in situ use, but only used to examine the two in situ methods in laboratory. The following parts recall the reference method, then present the principles of the two in situ

methods, and finally introduce the supplementary measurements.

### Reference method

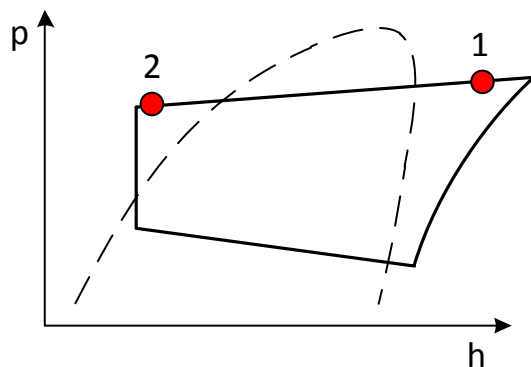


Fig. 1 - Enthalpy-pressure diagram of the HP

The reference method is based on measurement of the mass flow rate in the condenser via a Coriolis flow meter. Refrigerant pressures and temperatures are measured at the condenser suction and exhaust (points 1 and 2, Fig. 1). Whenever the refrigerant is in biphase conditions at the exhaust side (point 2), the refrigerant vapor quality must be measured in order to determine the refrigerant enthalpy change in the condenser. According to (Tran, et al., 2012), this situation may occur, especially in dynamic state conditions. The vapor quality can be obtained via density measurement with a second Coriolis flow meter. Indeed, combining this measure with the tabulated densities of the liquid and gas saturated phases enables the refrigerant vapor quality to be assessed using a void fraction correlation.

The fluid is indeed a mixture of pure refrigerant and oil. The oil mass concentration  $C_g$  is therefore required to compute the fluid enthalpies. According to the experiments in (Youbi-Idrissi, et al. 2003), (Zehnder 2004) and (Cuevas et Lebrun 2009),  $C_g$  is relatively small, ranging from 0.03 % to 3%. The reference method assumes that  $C_g=2$  %.

### In situ refrigerant method

The main difficulty of the reference method, with respect to in situ use, is related to the intrusive measurements of the refrigerant pressures and flow rate which is prohibitive to measure the performance of already installed equipment. The in situ refrigerant method is a simplified version of the reference method, which is simplified to overcome this issue by using measurements adapted to in situ use. The following parts present how to determine the specific enthalpy change and the refrigerant mass flow rate through the condenser.

#### Specific enthalpy change

The refrigerant condensation pressure is measured at the indoor and outdoor units' connection by a pressure sensor. Most residential air to air HPs have a pressure plug at this position for refrigerant charging procedure. For the heat pump tested, the plug (P2, Fig 2) is located at the condenser suction. Refrigerant temperatures are measured at the condenser suction and exhaust with contact thermometers (points 1 and 2, Fig. 1). Considering the fluid at condenser suction and exhaust to be monophasic, these variables are sufficient to determine the refrigerant specific enthalpy.

#### Refrigerant flow rate

The refrigerant mass flow rate is not measured as in the reference method but determined from the steady-state thermal balance of the compressor:

$$P_{com} = \dot{m}_m \left[ (1 - C_g) (h_{r,com,ex} - h_{r,com,su}) + C_g (h_{oil,com,ex} - h_{oil,com,su}) \right] + \dot{Q}_{loss} \quad (1)$$



where  $P$  is the electric power,  $h$  is the specific enthalpy,  $\dot{m}$  is the mass flow rate,  $\dot{Q}_{loss}$  is the compressor heat losses due to heat exchanges with surrounding area; subscripts  $r$ ,  $oil$ ,  $m$ ,  $com$ ,  $ex$ , and  $su$  refer to pure refrigerant, oil, mixture of refrigerant and oil, compressor, exhaust side and suction side respectively.

The oil mass concentration  $C_g$  is assumed to be 0.02.  $P_{com}$  is measured with a wattmeter.

$h_{r,com,ex(su)}$  and  $h_{oil,com,ex(su)}$  are computed from the refrigerant temperatures at the compressor exhaust and suction (measured via contact thermometers) and the refrigerant pressures in the condenser and evaporator. The pressure losses between the compressor and the heat exchangers are supposed to be negligible. The measurement of condensation pressure is shown above, while the evaporation pressure is determined from evaporation temperature measurement (via a contact thermometer on the surface of the evaporator).

$\dot{Q}_{loss}$  can be estimated equal to  $\eta P_{com}$ , where the loss factor  $\eta$  is not measured but assumed to be known and constant. (Fahlén 2004) assumed  $\eta$  to be about 0.08. However, the in situ refrigerant method deals with an alternative approach, which considers  $\dot{Q}_{loss}$  depend on the compressor envelope temperature and the ambient temperature as follows:

$$\dot{Q}_{loss} = a(T_{com} - T_{amb}) + b(T_{com}^4 - T_{amb}^4) \quad (2)$$

where factors  $a$  and  $b$  are estimated from the compressor dimensions and the natures of the heat transfers. The first term is associated to the convection/conduction heat transfers, and the second one to the radiation heat exchange.

### In situ air method

The in situ air method requires the measurement of the air enthalpies and mass flow at the IE side. At the suction side, the dry temperature and dew-point temperature are measured in order to determine the air specific enthalpy. At the exhaust side, only the dry temperature is required because the humidity ratio is conserved during the heating process. A measurement of the atmospheric pressure is added to have a better determination of the air specific enthalpies. Volume air flow rate is determined from a multi point velocity measurement at the suction side.

### Supplementary reference measurements

This part presents the supplementary measurements, which are necessary to check the assumptions used in the two in situ methods.

The evaporation pressure is directly measured by an intrusive pressure sensor. This measure is used to check the evaporation pressure given by the in situ refrigerant method. In addition, the pressures at the compressor suction and exhaust are also measured by intrusive pressure sensors. These measures allow the pressure losses between the compressor and the heat exchangers to be quantified.

From the reference measurements, it is possible to determine the compressor ambient heat losses, noted hereafter  $\dot{Q}_{loss}^{ref}$  where subscript  $ref$  refers to reference. Indeed,  $\dot{Q}_{loss}^{ref}$  is calculated from the compressor thermal balance (Eq. (1)), where (1) the flow rate is obtained from the measurement of the first Coriolis flow meter used in the reference method, and (2) the enthalpies are obtained from the pressures measured intrusively.  $\dot{Q}_{loss}^{ref}$  is then used to

verify the heat losses  $\dot{Q}_{loss}$  estimated by the in situ refrigerant method (Eq. (2)).

The air flow at the IE exhaust is led into a duct, with a compensation fan, and then measured directly by an anemometer. This measure is used to check the air flow rate determined

with the in situ air method.

It should be noted that all reference measurements (reference method and supplementary measurements) are not necessarily appropriate for in situ deployment, but only used to check the two in situ methods in this laboratory proof.

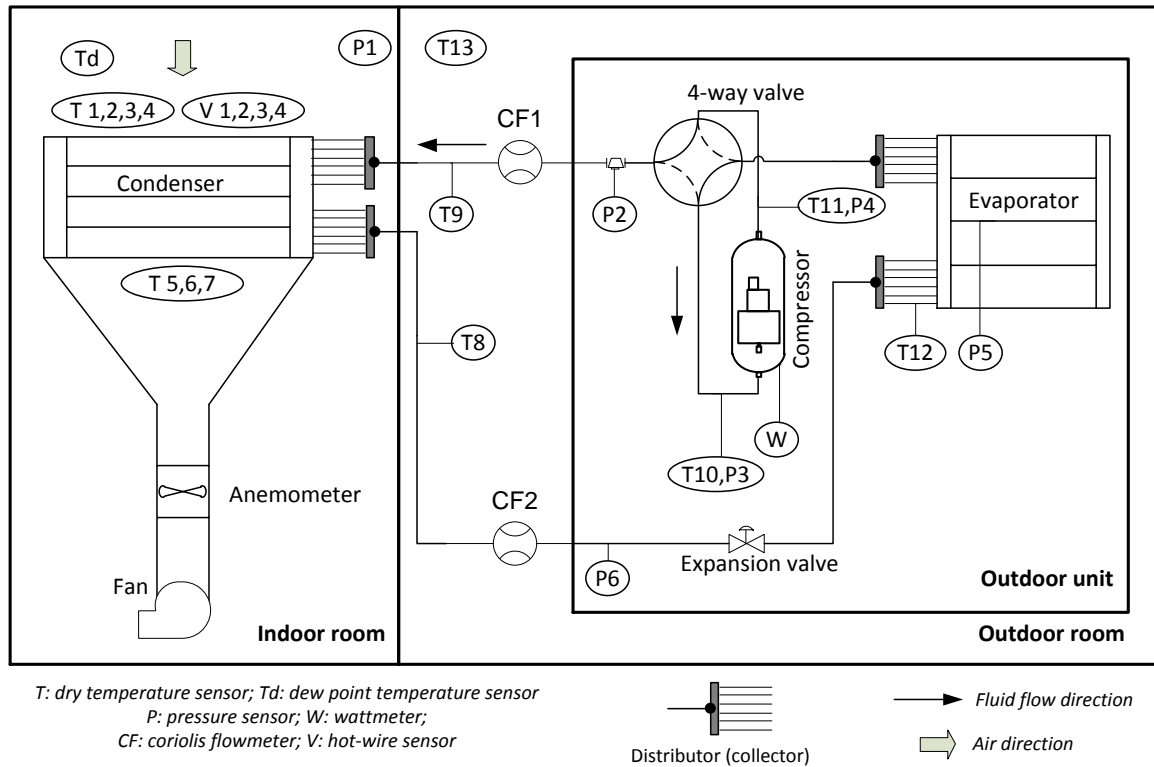


Fig. 2 - Flow chart of the test bench

## EXPERIMENTS IN LABORATORY

An air-to-air inverter split HP is tested in heating mode in laboratory. The HP units are installed in two climatic chambers. All measurements are shown in the simplified plan of the test bench (Fig. 2).

### Reference method

The refrigerant mass flow rate is measured with a Coriolis flow meter (CF1, Fig 2) installed at the condenser suction. At the condenser suction and exhaust, the refrigerant temperatures are measured with contact PT100 thermometers (T8, T9). The refrigerant pressures are obtained through intrusive

measurements (pressure sensors P2, P6). These temperatures and pressures are used to compute the refrigerant enthalpies at the condenser suction and exhaust. If the fluid at the exhaust side is in biphasic condition, the vapor quality is required. In this case, a refrigerant density measurement, via the second Coriolis flow meter (CF2), is used to determine the refrigerant vapor quality, by using a void fraction correlation (Tran, et al., 2012).

### In situ refrigerant method

At the condenser side, the refrigerant condensation pressure is obtained with the

pressure sensor P2. It is noted that P2 is installed at the refrigerant loading plug of the HP and thus a direct pressure measurement is accessible without intruding the refrigerant piping system. The refrigerant temperatures at the condenser suction and exhaust are obtained via the contact thermometers T8, T9.

At the compressor side, the refrigerant temperatures at the suction and exhaust ends are measured by contact PT100 thermometers (T10 and T11). A wattmeter (W) is used to measure the electric input power of the compressor, excluding the inverter.

Finally, on the evaporator side, a contact PT100 thermometer (T12) is used to measure the evaporation temperature, in order to determine the evaporation pressure. T12 is installed between the distributor and the evaporator (Fig. 2), where the fluid is surely biphasic. The ambient temperature is also measured, via a PT100 thermometer (T13).

### In situ air method

Four PT100 thermometers (T1,2,3,4) are installed at the IE inlet and three other ones (T5,6,7) are located at the outlet side in order to determine the average dry air temperatures (Fig. 2). A chilled mirror hygrometer (dew point sensor Td), is installed at the inlet side to measure the dew point temperature. Four hot-wire sensors (V1,2,3,4) are used to determine air velocities at the inlet side. The atmospheric pressure in the indoor room is measured with a pressure sensor (P1).

### Supplementary reference measurements

The evaporation pressure is directly measured through intrusive measurement (pressure sensor P5, Fig. 2). It enables to check the indirect pressure measurement, given by the thermometer T12.

The refrigerant pressures at both sides of the compressor are measured via pressure sensors (P3, P4). On the one hand, these measurements allow the pressure losses between the compressor and the heat exchangers to be qualified, and on the other hand, they are used to determine the reference compressor heat losses  $\dot{Q}_{loss}^{ref}$ .

The air flow at the IE outlet is led into a thermal insulated duct where the volume flow rate is measured with an anemometer (Fig. 2). A fan is installed at the duct outlet to compensate for the pressure loss due to the duct. This measurement is compared with the air flow rate calculated in the in situ air method.

Tab. 1. Instrument accuracies of measured variables

Variable	Accuracy (compared to measured value)
Refrigerant mass flow rate	0.2 %
Refrigerant density (liquid)	0.2 %
Pressure	0.25 %
Refrigerant temperature	0.8 K
Air volume flow rate	3 %
Air velocity	3 %
Air dry temperature	0.1 K
Air dew-point temperature	0.5 K
Pipe diameter	0.1 mm
Electric power	1 %
Data acquisition system	0.1 %

### Sensors accuracies

The uncertainties of measured variables are shown in Tab. 1. It is noted that the uncertainty of CF2 (density measurement) is 0.2 % for the liquid phase but is unknown for the biphasic phase.

The contact thermometer accuracy is 0.05 K. However, a measurement uncertainty of 0.8 K is used because of the difference between contact and intrusive measurements (LNE 2004).

The measurement variables are recorded with a sampling rate of 10 seconds. The uncertainty

of 0.1 % introduced by the data acquisition system, is included when computing the uncertainty. Refrigerant pipe diameter is needed for the refrigerant vapor quality calculation; the uncertainty of the pipe diameter is assumed to be 0.1 mm.

## CALCULATION PROCEDURES

### Reference method

The tested HP uses the R410A refrigerant and POE oil. The density (in  $\text{kg m}^{-3}$ ) and the specific heat at constant pressure (in  $\text{J kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ) of the oil are computed as in (Conde 1996) and (Liley et Gambill 1973):

$$\rho_{oil}(T) = \rho_{oil}(T_0) - 0.6(T - T_0) \quad (3)$$

$$c_{p,oil}(T) = \frac{1684 + 3.4T}{\sqrt{s}} \quad (4)$$

where  $T$  is the oil temperature in  $^\circ\text{C}$ ; the oil density at  $T_0$  is given by the manufacturer (in our test  $\rho_{oil}(T_0 = 38^\circ\text{C}) = 998 \text{ kg m}^{-3}$ ) and  $s$  is the ratio of the oil density to water density at  $15.56^\circ\text{C}$ .

### Enthalpy change

The pure refrigerant enthalpy at the condenser suction is obtained from the temperature and the pressure as  $h_{r,con,su} = h(T_{con,su}, p_{con})$ .

The enthalpy determination at the condenser exhaust requires the vapor quality to be determined whenever the fluid is in biphasic condition. The density measurement by CF2 (Fig. 2) does not provide direct vapor quality but only void fraction. So, correlations of void fractions are required to determine the vapor quality. The comparisons presented in (Rice 1987) and (Ma, et al. 2009) show that the (Premoli, Francesco et Prina 1971) model is one of the most appropriate models for the R410A refrigerant. This model is however no longer usable when the vapor quality exceeds

a certain value  $x_{\max,Pre}$ , which, among other parameters, depends on the nature of the refrigerant and on the refrigerant pressure. A simple modification proposed in (Tran, et al., 2012) allows the model to be used in full scale. It is noted that the correlation modification only applies when the vapour quality is greater than  $x_{\max,Pre}$ .

In order to determine the vapor quality, first, the pure refrigerant density is determined from the ideal mixing law:

$$\frac{1}{\rho_{m,con,ex}} = \frac{Cg}{\rho_{oil,con,ex}} + \frac{1-Cg}{\rho_{r,con,ex}}$$

where the mixture density  $\rho_{m,con,ex}$  is measured by CF2 (Fig. 2) and the oil density  $\rho_{oil,con,ex}$  is calculated from Eq. (3), and  $Cg$  is assumed to be 0.02. The fluid is in biphasic condition if  $\rho_{r,con,ex}$  lies between the saturated liquid and vapor phase densities  $\rho_{r,vap}(p_{con,ex}) < \rho_{r,con,ex} < \rho_{r,liq}(p_{con,ex})$ ,

where  $p_{con,ex}$  is measured by the sensor P6 (Fig. 2), subscripts vap, liq refer to saturated vapour phase and saturated liquid phase. The vapor quality  $x$  can be obtained from the balance between the void fraction calculated from the saturation densities and the one given by the Premoli's model, as follows:

$$\alpha_{Premoli}(x) = \frac{\rho_{r,liq}(p_{con,ex}) - \rho_{r,con,ex}}{\rho_{r,liq}(p_{con,ex}) - \rho_{r,vap}(p_{con,ex})}$$

The refrigerant enthalpy at the condenser exhaust is then obtained from the saturated liquid and vapor phase enthalpies as  $h_{r,con,ex}^{ref} = x.h_{r,vap}(p_{con,ex}) + (1-x)h_{r,liq}(p_{con,ex})$ .

### Heating power

The heating power of the reference method is calculated from the refrigerant oil mixture flow rate  $\dot{m}_m^{ref}$  measured by the flow meter CF1 (Fig. 2) and the enthalpy change:

$$\dot{Q}^{ref} = \dot{m}_m^{ref} \left[ (1 - Cg) (h_{r,con,su} - h_{r,con,ex}^{ref}) + Cg \Delta h_{oil}^{T_{con,ex} \rightarrow T_{con,su}} \right] \quad (5)$$

where the oil massic enthalpy change is computed by integration as

$$\Delta h_{oil}^{T \rightarrow T'} = \int_T^{T'} c_{p,oil}(T) dT.$$

The calculation procedure for the reference method is summarized in (Fig. 3).

## In situ refrigerant method

### Mass flow rate

The condensation pressure  $p_{con}$  is obtained from the pressure P2 (Fig. 2). The saturation temperature measured by T12 enables the evaporation pressure  $p_{eva}$  to be determined. Because the R410A refrigerant has a temperature glide in biphasic condition (about 0.1 °C in full range of pressure), the vapor quality is required to determine  $p_{eva}$ . In our calculation, the vapor quality is assumed to be 0.5, so we have:

$$p_{eva} = p_{sat, with x=0.5}(T_{12}) \quad (6)$$

where subscript sat refers to saturation phase.

By considering that the pressure losses between the compressor and the exchangers are small enough to be neglected, the pressure at the compressor suction and exhaust can be obtained as follows:

$$p_{com,ex} = p_{con} \quad p_{com,su} = p_{eva}$$

The pure refrigerant enthalpies at the compressor suction and exhaust are then computed from the pressure  $p_{com,su}$ ,  $p_{com,ex}$  and the temperatures  $T_{com,su}$ ,  $T_{com,ex}$  as

$$h_{r,com,ex} = h(T_{com,ex}, p_{com,ex})$$

$$h_{r,com,su} = h(T_{com,su}, p_{com,su})$$

It is possible to have a temperature  $T_{com,su}$  smaller than the saturated vapour temperature calculated from  $p_{com,su}$ . In this case, the enthalpy is computed from the saturated vapour condition as:

$$h_{r,com,su} = h_{vap}(p_{com,su})$$

The compressor is a cylinder of 23 cm high and 10 cm diameter. The compressor ambient heat losses are considered as a function of the temperatures of the compressor envelope and the surrounding area. The compressor envelope temperature is assumed to be equal to the exhaust refrigerant temperature  $T_{com,ex}$ .

The heat losses are composed of the two following parts:

- The free convection transfer part  $h_{convection} A (T_{com,ex} - T_{amb,OE})$ , where A is the total surface of the compressor (880 cm<sup>2</sup>). The Churchill's and Morgan's correlations, cited in (Incropera et DeWitt 2002), are used to calculate the transfer coefficients of the compressor top and bottom sides (157 cm<sup>2</sup>) and the lateral side (723 cm<sup>2</sup>), respectively. Because  $T_{amb,OE}$  varies from -16 °C to 18 °C, and  $T_{com,ex}$  from 80 °C to 110 °C, the compressor convection coefficient lies between 5.95 and 7.39 W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>. Hence,  $h_{convection}$  is assumed to be equal to the average value of 6.67 W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup> and remained constant in all conditions.
- The radiation part  $A \sigma (T_{com,ex}^4 - T_{amb,OE}^4)$ , where  $\sigma$  is Stefan-Boltzmann constant, temperatures are in Kelvin.

Combining these two parts gives the formula of the compressor ambient heat losses:

$$\dot{Q}_{loss} = a(T_{com,ex} - T_{amb,OE}) + b(T_{com,ex}^4 - T_{amb,OE}^4) \quad (7)$$

where  $a=0.59 \text{ W K}^{-1}$  and  $b=5.07 \cdot 10^{-9} \text{ W K}^{-4}$ .

The mass flow rate of the refrigerant oil mixture can be determined by using the steady-state thermal balance of the compressor, as follows:

$$\dot{m}_m = \frac{P_{com} - \dot{Q}_{loss}}{\left[ (1-Cg)(h_{r,com,ex} - h_{r,com,su}) + Cg\Delta h_{oil}^{T_{com,su} \rightarrow T_{com,ex}} \right]} \quad (8)$$

### Enthalpy change at the condenser

The pure refrigerant enthalpies at the condenser suction and exhaust are computed

from the pressure  $p_{con}$  and the temperatures  $T_{con,su}$ ,  $T_{con,ex}$  (pressure loss considered small in the condenser), as follows:

$$h_{r,con,su} = h(T_{con,su}, p_{con})$$

$$h_{r,con,ex} = h(T_{con,ex}, p_{con})$$

It is possible to have a temperature  $T_{con,ex}$  higher than the saturated liquid temperature calculated from  $p_{con}$ . In this case, the fluid at the exhaust side is assumed to be in the saturated liquid condition, and its enthalpy is computed as:

$$h_{r,con,ex} = h_{liq}(p_{con})$$

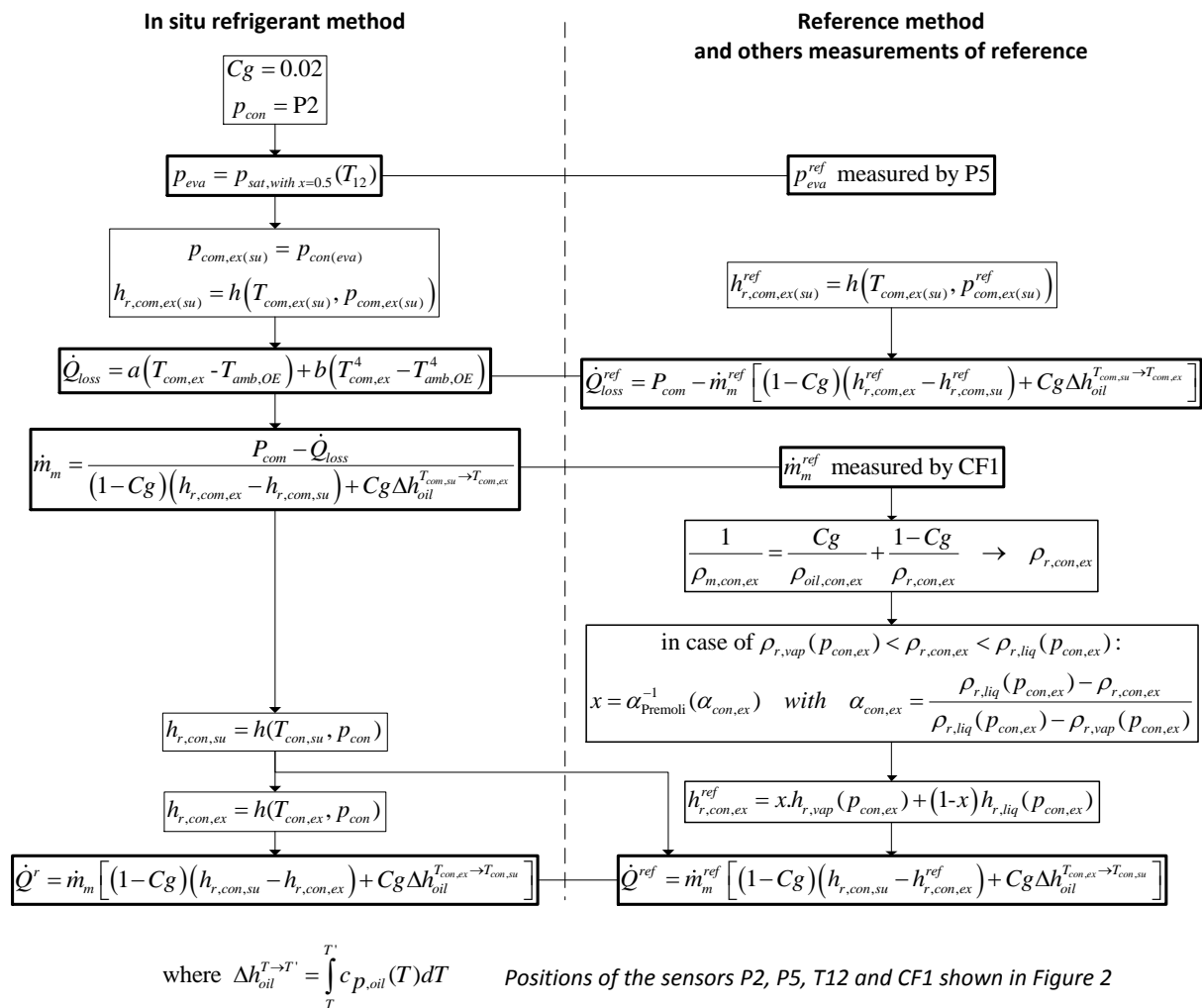


Fig. 3 - Calculation flow chart for the refrigerant measurements

### Heating power

Finally, the heating power of the in situ refrigerant method can be obtained as follows:

$$\dot{Q}^r = \dot{m}_m \left[ (1 - Cg)(h_{r,con,su} - h_{r,con,ex}) + Cg \Delta h_{oil}^{T_{con,ex} \rightarrow T_{con,su}} \right] \quad (9)$$

The refrigerant thermodynamic properties are calculated using (NIST 2009). The calculation procedure for the in situ refrigerant method is summarized in (Fig. 3).

### In situ air method

The air velocity  $v$  at the IE suction and the dry air temperatures  $T_{su}, T_{ex}$  at both sides are computed as average of the measured values, as follows:

$$v = \frac{v_1 + v_2 + v_3 + v_4}{4}$$

$$T_{su} = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4}$$

$$T_{ex} = \frac{T_5 + T_6 + T_7}{3}$$

The air volume flow rate is then calculated as  $\dot{V} = A v$ , where  $A$  is the air section area at the IE suction, after deduction of the area occupied by the grilles (Fig. 10). At the suction side the specific enthalpy  $h_{su}$  (kJ/kg dry air), specific volume  $v_{su}$  (m<sup>3</sup>/kg dry air) and humidity ratio  $W_{su}$  (kg water/kg dry air) are then computed from the dry air temperature  $T_{su}$ , dew point temperature  $Td_{su}$  and atmospheric pressure  $p_{atm}$ , as follows:

$$T_{su}, Td_{su}, p_{atm} \rightarrow h_{su}, v_{su}, W_{su}$$

It is noted that  $h$  refers to the specific enthalpy of the moist air, which encompasses air and water vapor. Then, the dry air mass flow rate is obtained as

$$\dot{m}_{da} = \dot{V} / v_{su} \quad (10)$$

where subscript  $da$  refers to dry air.

The humidity ratio at the exhaust side can be determined as  $W_{ex} = W_{su}$  (humidity conservation through the IE). The air properties at this side  $h_{ex}$  and  $v_{ex}$  are then computed from  $T_{ex}, W_{ex}, p_{atm}$  as follows:

$$T_{ex}, W_{ex}, p_{atm} \rightarrow h_{ex}, v_{ex} \quad (11)$$

Finally, the heating power can be obtained as follows:

$$\dot{Q}^a = \dot{m}_{da} (h_{ex} - h_{su})$$

The air thermodynamic properties are calculated using ASHRAE equations (ASHRAE 2001). The calculation method for air measurements is summarized in Fig. 4.

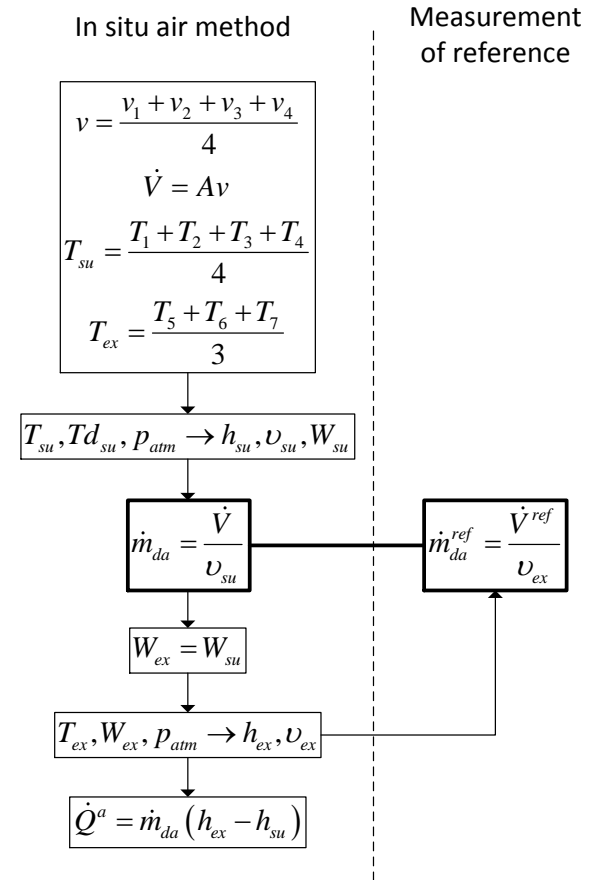


Fig. 4 - Calculation flow chart for the air measurements



## Supplementary reference measurements

### Compressor heat losses of reference

The pure refrigerant enthalpies  $h_{r,com,ex(su)}^{ref}$  at the compressor suction and exhaust are computed from the temperatures  $T_{com,ex(su)}$  and pressures  $p_{com,ex(su)}^{ref}$  measured with the sensors T10, T11, P3 and P4 (Fig. 2), as:

$$h_{r,com,ex(su)}^{ref} = h(T_{com,ex(su)}, p_{com,ex(su)}^{ref})$$

The compressor ambient reference heat losses are determined thanks to the compressor thermal balance:

$$\dot{Q}_{loss}^{ref} = P_{com} - \dot{m}_m^{ref} \left[ (1 - Cg)(h_{r,com,ex}^{ref} - h_{r,com,su}^{ref}) + Cg \Delta h_{oil}^{T_{com,su} \rightarrow T_{com,ex}} \right] \quad (12)$$

The reference heat losses  $\dot{Q}_{loss}^{ref}$  are used to check the heat losses  $\dot{Q}_{loss}$  evaluated in the in situ refrigerant method (Eq. (7)).

### Air flow rate of reference

The dry air mass flow rate can be obtained as

$$\dot{m}_{da}^{ref} = \frac{\dot{V}^{ref}}{v_{ex}} \quad (13)$$

where the volume flow rate  $\dot{V}^{ref}$  is given by the anemometer (Fig. 2) and  $v_{ex}$  is the specific volume at the IE exhaust (Eq. (11)). This flow rate of reference is compared with  $\dot{m}_{da}$  calculated in the in situ air method (Eq. (10)).

The calculation procedure of the measurements of reference is summarized in Fig. 3 for the refrigerant side and in Fig. 4 for the air side.

## Uncertainty and sensibility index

Given measured variables  $X_i$ , and a calculated variable  $Y$  (for example heating power in our case), the absolute uncertainty of  $Y$  is

determined with the uncertainty propagation formula:

$$\sigma_Y = \sqrt{\sum_i \left( \frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 \sigma_{X_i}^2}$$

where  $\sigma_{X_i}$  is the standard deviation of  $X_i$ .

The relative uncertainty is then defined as

$$\varepsilon_Y = \frac{\sigma_Y}{|Y|}$$

Since the Premoli model does not provide analytical solutions and because Refprop8 is used to calculate numerically the fluid thermodynamic properties, the partial derivatives cannot be determined analytically. Instead, they are calculated with a numerical differentiation formula as:

$$\begin{aligned} \frac{\partial Y}{\partial X_i}(a_1, \dots, a_n) \\ = \frac{Y(a_1, \dots, a_i + d_i, \dots, a_n) - Y(a_1, \dots, a_i, \dots, a_n)}{d_i} \end{aligned}$$

where a small number  $d_i$  is chosen as shown in Tab. 2 for each variable. Calculations with smaller values than the ones in Table 2 do not provide any significant difference.

Tab. 2. Values of  $d$  for different measured variables

Variable	Value of $d_i$	Unit
Temperature	0.001	K
Pressure	0.001	bar
Volume flow rate	0.001	m <sup>3</sup> /h
Mass flow rate	0.001	kg/h
Density	0.001	kg/m <sup>3</sup>
Electric power	0.001	W
Pipe diameter	10 <sup>-5</sup>	m

Finally, the sensitivity index of the variable  $X_i$ , with respect to the calculated variable  $Y$ , is defined as:

$$S_i = \frac{\left( \frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 \sigma_{X_i}^2}{\sigma_Y^2}$$



The sum of all sensitivity indices must be equal to unity.

## RESULTS AND DISCUSSION

For all tests, the HP operates at the maximum frequency authorized by its control, as it was not possible to set the operating frequency. As a consequence, the temperature set point of the HP control is set sufficiently high so that the heat pump operates under maximum and stable conditions.

The tests were carried out in state-steady conditions, which are defined as follows:

- The test acquisition period should be longer than 15 min.
- The standard deviations of the outdoor and indoor ambient temperatures are less than 0.3 K.
- The standard deviations of the air flow rate through the IE and the compressor electric power are less than  $10 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$  and 25 W respectively (around 1 % of the standard rated values of the HP)

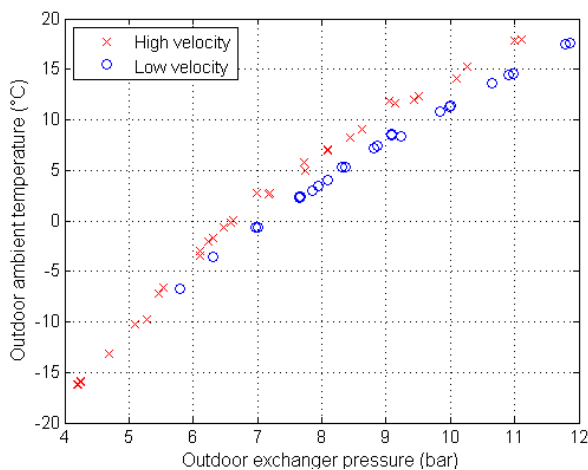


Fig. 5-Temperature and pressure conditions of the tests

Fig. 5 shows the test conditions. Two indoor air velocity levels were tested (about 1000 and  $700 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ ). The outdoor temperature ranged between  $-16 \text{ }^{\circ}\text{C}$  and  $18 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , while the indoor temperature remained fixed at  $21 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Some conditions with the same outdoor temperatures were conserved when the

pressures at the indoor and outdoor heat exchangers were different, of at least 0.1 bar.

## In situ refrigerant method

### Evaporation pressure

Fig. 6 shows the differences between the evaporation pressure  $p_{eva}$  of the in situ refrigerant method (Eq. (6)) and the pressure of reference  $p_{eva}^{ref}$  (P5, Fig. 2), in function of the latter. The pressures range between 4 and 12 bar. The pressure differences seem to increase with  $p_{eva}^{ref}$  to reach a maximum value of 0.18 bar. These differences are entirely related to the evaporation temperature measurement errors. In fact, the temperature uncertainty of 0.8 K results in the pressure deviations of 0.12 and 0.27 bar, at pressures of 4 and 12 bar, respectively.

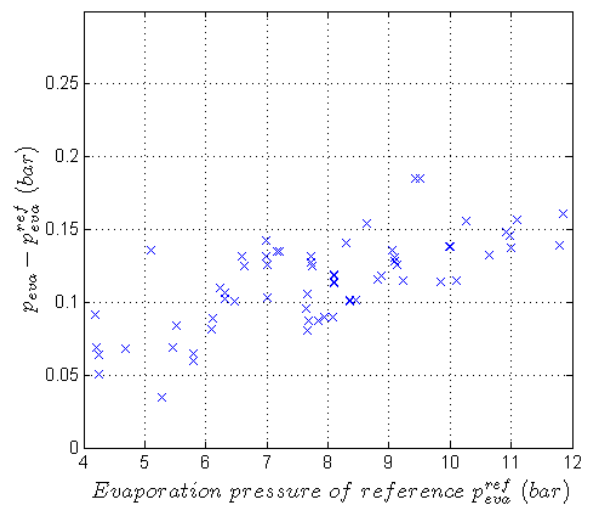


Fig. 6 - Evaporation pressure measurement of the in situ refrigerant method  $p_{eva}$ , in comparison with the one of reference  $p_{eva}^{ref}$

### Compressor heat losses

The compressor heat losses of the in situ refrigerant method  $\dot{Q}_{loss}$  (Eq.(7)) can be validated by comparing with the reference heat losses  $\dot{Q}_{loss}^{ref}$  ((12)). The calculation of  $\dot{Q}_{loss}^{ref}$  requires the fluid at the compressor suction and exhaust to be in the gas phase. However,

during the tests the fluid at the compressor suction was usually close to the saturation vapor condition. It means that the fluid may be biphasic.

Refrigerant superheat at the compressor suction is determined from the measured temperatures  $T_{com,su}$  and the evaporation temperature (calculated from the pressure of reference  $p_{com,su}^{ref}$  given by the sensor P3, Fig. 2). This part only presents the tests with a superheat higher than the uncertainty of the contact temperature measurement (0.8 K). With this condition, the fluid is surely in the gas phase.

The results show that the heat loss factor  $\eta^{ref} = \dot{Q}_{loss}^{ref} / P_{com}$  ranges from 0.04 to 0.1, and that it tends to decrease with the outdoor temperature. A correlation between  $\dot{Q}_{loss}^{ref}$  and the temperatures of the refrigerant at the compressor exhaust and the outdoor air (in K) is developed, with the following form:

$$\dot{Q}_{loss}^{ref} \cong a^{ref} (T_{com,ex} - T_{amb,OE}) + b^{ref} (T_{com,ex}^4 - T_{amb,OE}^4) + c^{ref} \quad (14)$$

Using the method of least squares gives the values of the coefficients, with  $a^{ref} = 1.54 \text{ W K}^{-1}$ ,  $b^{ref} = 4.61 \cdot 10^{-9} \text{ W K}^{-4}$  and  $c^{ref} = -53.4 \text{ W}$  with a coefficient of determination  $R^2 = 0.937$ . Comparing with the coefficients estimated previously with the in situ refrigerant method (Eq. (7)) leads to the following observations:

- The value of  $b$  is relatively close to the value of  $b^{ref}$ . It means that the radiation heat exchange part of the in situ refrigerant method is well estimated. It is noted that the radiation heat exchange accounts for around 50 % of the total heat losses.
- The value of  $a$  accounts for about 40 % of  $a^{ref}$ . As the in situ estimate only takes

into account the convection transfer, the other 60 % should be associated to the conduction heat transfer (between the compressor envelope and the different parts of the HP structure). It thus can be estimated that the conduction loss accounts for around 30 % of the total heat losses.

- The negative constant  $c^{ref}$  shows that  $T_{com,ex}$  is overestimated compared to the real temperature of the compressor envelope. Hence, it is recommended to measure directly the compressor envelope temperature for a better correlation.

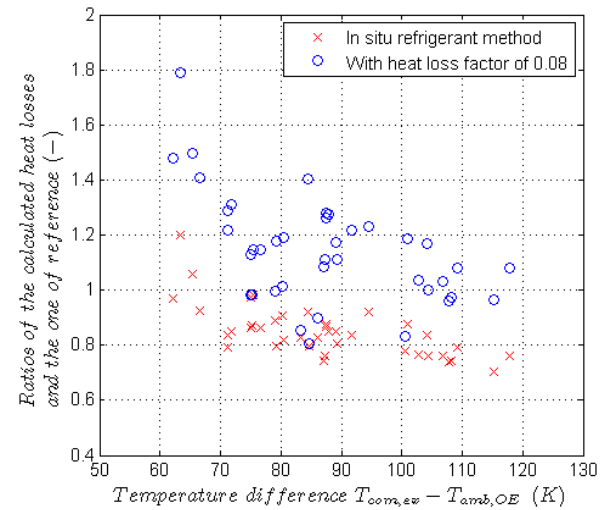


Fig. 7 - Compressor ambient heat losses

Fig. 7 shows, as a function of the temperature difference  $T_{com,ex} - T_{amb,OE}$ , the ratios of the compressor heat losses of the in situ refrigerant method  $\dot{Q}_{loss}$  and the ones of reference  $\dot{Q}_{loss}^{ref}$ . The ratios are mostly under the unity and decrease with the temperature differences. That is mainly due to the value of the coefficient  $a$ , which is underestimated.

Assuming the heat loss factor to be 0.08 in the all tests (Fahlén 2004) allows alternatively the heat losses to be determined, noted  $\dot{Q}_{loss}^{\eta=0.08}$ . The results are also presented in Fig. 7. The

ratios  $\frac{\dot{Q}_{loss}^{\eta=0.08}}{\dot{Q}_{loss}^{ref}}$  range from 0.8 to 1.8, while

$\frac{\dot{Q}_{loss}}{\dot{Q}_{loss}^{ref}}$  lie between 0.7 and 1.2. So, the in situ refrigerant method enables the heat losses to be determined slightly better than the method of (Fahlén 2004), especially for low source / compressor exhaust temperature differences.

### Flow rate and heating power

Fig. 8 shows the mass flow rate of the in situ refrigerant method  $\dot{m}_m$  (Eq. (8)) in comparison with the measurement of reference  $\dot{m}_m^{ref}$  (CF1, Fig. 2). The ratios of  $\dot{m}_m$  and  $\dot{m}_m^{ref}$  range from 0.96 to 1.01. The ratios between the heating power of the in situ refrigerant method  $\dot{Q}^r$  (Eq. (9)) and the reference heating power  $\dot{Q}^{ref}$  (Eq. (5)) also lie in this range.

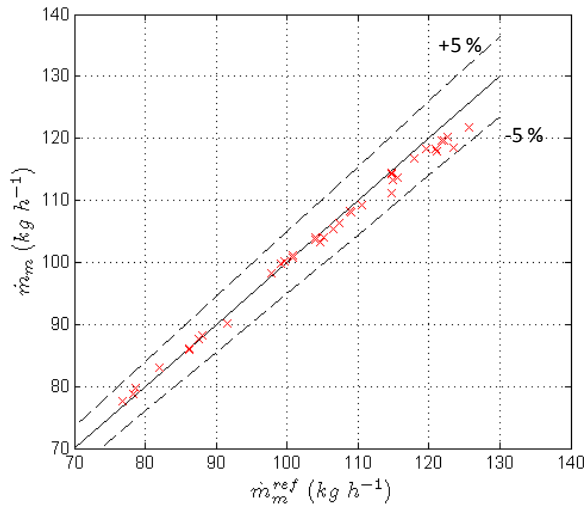


Fig. 8 - Refrigerant mass flow rate of the in situ refrigerant method in comparison with the measurement of reference

### Limitations

The main drawback of the in situ refrigerant method is that it does not allow the flow rate to be correctly determined when the fluid is biphasic at the compressor suction. In fact, in this situation the vapor quality cannot be found and the enthalpy is assumed to be the saturated gas enthalpy. In 29 over 69 tests, the refrigerant overheat at the compressor

suction is less than the uncertainty of the temperature measurement (0.8 K). In this condition, the fluid is probably biphasic. This probably means that for the HP tested, the hermetic compressor motor is cooled by the suction gas before the refrigerant and oil mixture compression occurs.

It is possible to evaluate the refrigerant vapor quality via some measurements of reference. In fact, the specific enthalpy at the compressor suction  $h_{r,com,su}^*$  can be found from the compressor thermal balance as:

$$P_{com} = \dot{m}_m^{ref} \left[ (1 - C_g)(h_{r,com,ex}^{ref} - h_{r,com,su}^*) + C_g \Delta h_{oil}^{T_{com,su} \rightarrow T_{com,ex}} \right] + \dot{Q}_{loss}^{ref, correlated}$$

where  $\dot{Q}_{loss}^{ref, correlated}$  is calculated from the model of correlation (14). If  $h_{r,com,su}^*$  is higher than the vapor saturation enthalpy  $h_{r,vap}(p_{com,su}^{ref})$ , the fluid is still in gas phase. Otherwise, the vapor quality is determined from the vapor and liquid saturation enthalpies, as follows:

$$x_{com,su} = \frac{h_{r,com,su}^* - h_{r,liq}(p_{com,su}^{ref})}{h_{r,vap}(p_{com,su}^{ref}) - h_{r,liq}(p_{com,su}^{ref})}$$

The results indicate that the fluid is biphasic in 26/29 of the above tests. Fig. 9 shows, for these 26 tests, the ratios of the mass flow rate of the in situ refrigerant method  $\dot{m}_m$  (Eq. (8)) and the one of reference  $\dot{m}_m^{ref}$  (CF1, Fig. 2), in function of  $x_{com,su}$ .  $\dot{m}_m$  is overestimated as the in situ refrigerant method does not take into account  $x_{com,su}$ . Because the refrigerant latent heat is much higher than the sensible heat, the ratio  $\frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_m^{ref}}$  varies significantly in function of  $x_{com,su}$ , and reaches about 1.21 at the lowest value of  $x_{com,su}$  of 0.94.

It is also noted that the method does not allow the vapor quality at the condenser exhaust to be determined when the fluid is biphasic. In this case, the refrigerant enthalpy is assumed to be the saturated liquid enthalpy. Consequently, the mistakes in the condenser enthalpy change and heating power is estimated to be of the same magnitude order as the vapor quality. However, this phenomenon is not observed for the tests done.

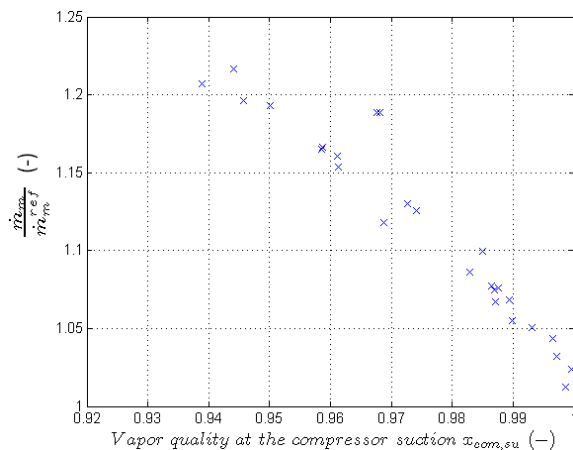


Fig. 9 - Ratios of the mass flow rate of the in situ refrigerant method and the one of the measurement of reference, when the fluid at the compressor suction is biphasic

## In situ air method

### Dry temperature

Fig. 10 shows the dispositions of dry temperature sensors used for the indoor unit. This unit is a wall mounted type. At the suction side, the sensors are placed at the centers of the cells C3, C5, F3 and F5; at the exhaust side, the sensors are uniformly distributed along the horizontal axe.

The average temperatures  $T_{su}$  and  $T_{ex}$  are compared to the measured temperatures given by the individual sensors. The results show that the maximum differences are 0.4 K at the suction side and 1.4 K at the exhaust side. These values correspond to around 2 % and 6 % of the IE temperature changes, ranging between 19.7 and 25.4 K.

### Air flow rate

A preparation phase before the tests was intended to determine the velocity distribution at the IE suction. The velocity sensors were placed at the center of the cells at rows 2, 3, 4, 5 and columns B, D, F, H (Fig. 10). The results for the low velocity level are shown in the figure. Along the horizontal axis, the velocities vary little. However, along the vertical axis the velocity distribution can be divided into two zones: first, the velocities decrease almost linearly until the middle of the axis (100 mm), and then they remain practically constant. The same shape of velocity distribution is observed for the high velocity level. Consequently, four velocity sensors are used and located at cells C3, C5, F3 and F5 (Fig. 10):

- the measurements at rows 3 and 5 intend to measure the average velocity at each zone.
- the measurements are duplicated along the horizontal axis for a better determination of the total average velocity.

Fig. 11 shows the ratio of the dry air mass flow rates  $\dot{m}_{da}$ , determined by the in situ air method, and the measurement of reference  $\dot{m}_{da}^{ref}$ . All ratios lie between 0.96 and 1.01. It is noted that the ratios seem to increase with the atmospheric pressure, ranging from 0.985 to 1.025 bar. The reason could not be ascertained, but it may imply that the air measurements depend on the air density, which is practically proportional to the atmospheric pressure. The measurement apparent bias may come from the following points:

- The hot wire sensors determine air velocity via forced convection exchange phenomenon, which surely depends on the air density. The latter changes proportionally with the pressure, whereas

the sensors were calibrated only in the standard atmospheric pressure (1.015 bar).

- Fig. 12 shows the air flow through the IE. The fan intends to compensate for the pressure loss, so that the air pressure at the IE exhaust (point M) is equal to the atmospheric pressure  $p_{atm}$  (point L). Hence the pressure around the anemometer (point N)  $p'$  is smaller than  $p_{atm}$  due to the pressure loss between

points M and N (2 m of distance in the test bench). However, in the calculation method  $p'$  is not measured but assumed to be  $p_{atm}$ . This makes significant error for the calculation of flow rate  $\dot{m}_{da}^{ref}$ , because the latter is inversely proportional to the air specific volume ((13), so proportional to the air pressure.

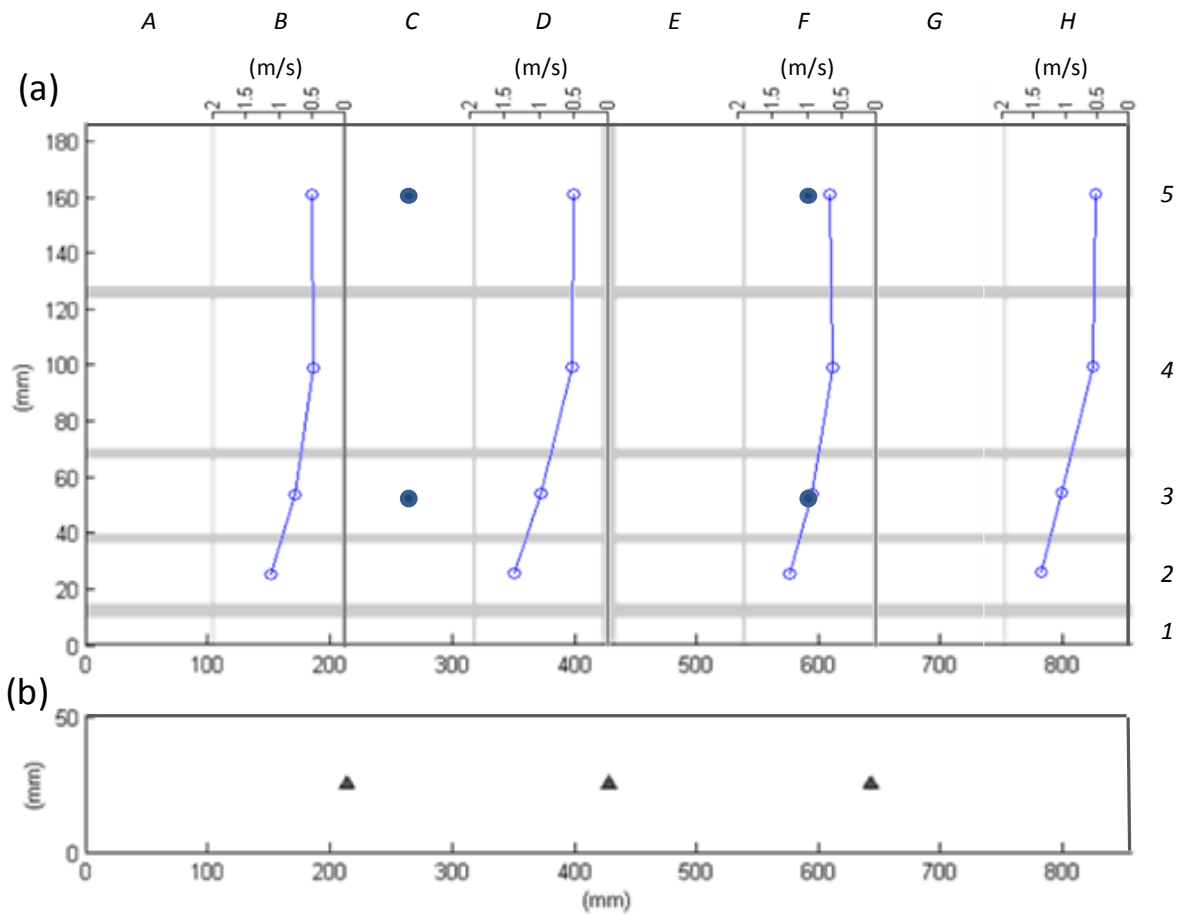


Fig. 10 - (a) Disposition of temperature and velocity sensors and air velocity distribution at the IE suction; (b) Disposition of temperature sensors at the OE exhaust

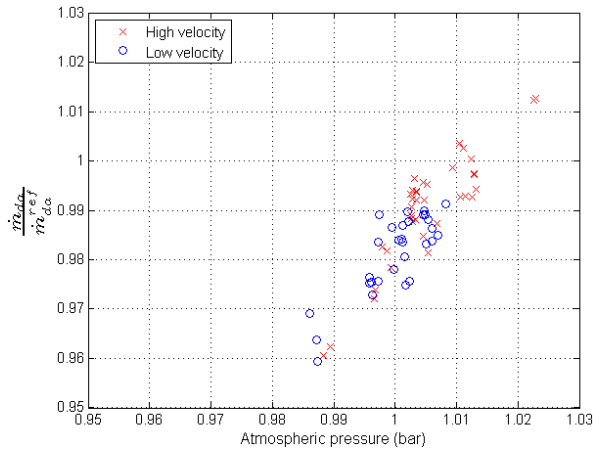


Fig. 11 - Dry air mass flow rate of the in situ air method, in comparison with the measurement of reference

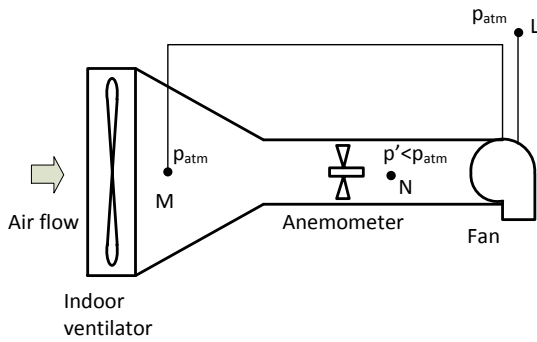


Fig. 12 - Schematic air flow at the IE exhaust

### Heating power

Fig. 13 compares the heating power of the air method  $\dot{Q}^a$  and the one of reference  $\dot{Q}^{ref}$ . The ratios of  $\dot{Q}^a$  and  $\dot{Q}^{ref}$  lie in the range of 0.9 and 1.05, which is more extensive than the one of the flow rates (Fig. 11). This is related to the errors due to the dry air temperature measurements.

### Uncertainties and sensibility indices

Tab. 3 shows the uncertainties of the heating powers given by the two in situ methods in a test. The sensitivity study below clarifies how these uncertainties can be apportioned to the different individual uncertainties of the measured variables and the assumptions used to do so.

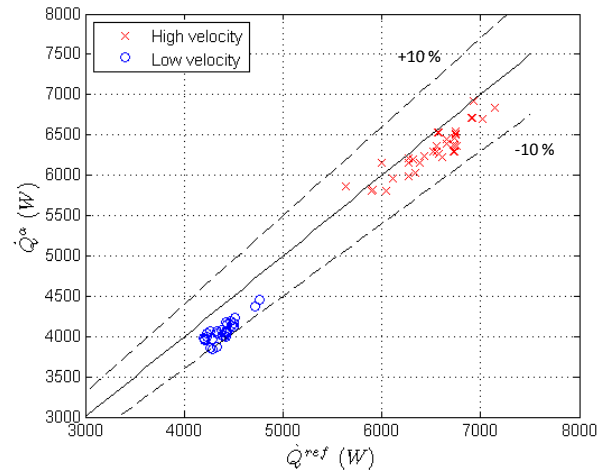


Fig. 13 - Heating powers of the in situ air method, in comparison with the ones of reference

### In situ refrigerant method

The uncertainties of the refrigerant temperatures  $T_{com,ex(su)}$ ,  $T_{con,ex(su)}$  and the one of the compressor consumption  $P_{com}$  are considered to be the sensor accuracies (Tab. 1).

The evaporation pressure  $p_{eva}$  is not directly measured but deduced from the evaporation temperature measurement. The uncertainty of  $p_{eva}$  is composed of two terms:

- the evaporation temperature error of 0.8 K, which results in an evaporation pressure error of 0.2 bar at the pressure of 8.2 bar.
- the pressure loss between the evaporator and the compressor suction, because  $p_{eva}$  is used as the pressure at the compressor suction in the determination of the mass flow rate. A comparison between the pressures measured with P3 and P5 (Fig. 2) shows a maximum pressure difference of 0.5 bar. As the pressure at the compressor suction is always lower than the evaporation pressure, the error is assumed to be  $\pm 0.25$  bar.

Finally, adding the two terms gives an uncertainty of 0.45 bar for  $p_{eva}$ .

Tab. 3. Uncertainties and sensibility indices in a test

	Variable Unit	Value	$\sigma$	S (%)
In situ refrigerant method	$T_{com,su}$ °C	4.8	0.8	3.8
	$p_{eva}$ bar	8.2	0.45	8.5
	$T_{com,ex}$ °C	94.4	0.8	5.1
	$p_{con}$ bar	33.0	0.4	1.3
	$P_{com}$ W	2056	21	2.1
	$a$ W K <sup>-1</sup>	0.59	1.0	37.7
	$b$ W K <sup>-4</sup>	5.06e-9	0.5e-9	0.2
	$T_{amb,OE}$ °C	7.0	0.1	0.0
	$T_{com,su}$ °C	85.2	0.8	0.5
	$T_{com,ex}$ °C	36.5	0.8	0.9
	$Cg$ -	0.02	0.02	39.9
	$\dot{Q}^r$ W	6687	490	
	$\varepsilon_{\dot{Q}^r}$ -	7.3%		
	$\dot{V}$ m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>	782.9	78.3	70.7
In situ air method	$T_{su}$ °C	21.3	0.5	3.3
	$T_{ex}$ °C	46.3	1.5	25.3
	$Td_{su}$ °C	19.5	0.5	0.0
	$p_{atm}$ bar	1.0	0.01	0.7
	$\dot{Q}^a$ W	6507	774	
	$\varepsilon_{\dot{Q}^a}$ -	11.9%		

The uncertainty of the condensation pressure  $p_{con}$  is composed of 3 parts:

- the pressure sensor accuracy of 0.1 bar
- the pressure loss between the compressor exhaust and the condenser suction. The pressures measured by P2 and P4 (Fig. 2) shows a maximum difference of 0.1 bar.
- the pressure loss between the condenser sides, because  $p_{con}$  is used as the pressure at the condenser exhaust in the determination of the enthalpy change. The pressures measured by P2 and P6 (Fig. 2) shows a maximum difference of 0.2 bar.

Adding the three terms gives an uncertainty of 0.4 bar for  $p_{con}$ . It's worth being noticed that the pressure loss at the compressor suction

side is higher than at the exhaust side. That is probably due to the fact that the fluid passes through a collector at the suction side (Fig. 2), whereas it doesn't at the exhaust side.

The heat loss coefficients  $a$  and  $b$  are not measured; they are obtained from physical considerations (Eq. (7)). Their uncertainties are then supposed to be of 1 W K<sup>-1</sup> and 0.5E-9 W K<sup>-4</sup>, corresponding to the differences compared to the coefficients of reference (14), respectively. Finally, the uncertainty of the oil mass concentration  $Cg$  is assumed to be 0.02, because  $Cg$  has never exceeded 0.03 according to the experiments in (Youbi-Idrissi, et al. 2003), (Zehnder 2004) and (Cuevas et Lebrun 2009).

The relative uncertainty of the heating power  $\dot{Q}^r$  is 7.3 %. The variables that have the most impact on  $\dot{Q}^r$  are the coefficients  $a$  and  $Cg$ , with 37.7 and 39.9 %, respectively. The sensitivity index of the coefficient  $b$  is only 0.2 % because the radiation part of the compressor heat losses is well estimated. The index of  $p_{eva}$  is 8.5 %, while the one of  $p_{con}$  is only 1.3 %. The reason of this difference is that the refrigerant enthalpy is influenced more "strongly" by the pressure at lower pressure levels than at higher pressure levels. In this example, the enthalpy varies of 294 J kg<sup>-1</sup> at  $p=8.2$  bar,  $T=4.8$  °C, but of only 131 J kg<sup>-1</sup> at  $p=33$  bar,  $T=94.4$  °C, for the same pressure variation of 0.1 bar. The sensitivity indices of the refrigerant temperatures at the condenser suction and exhaust are relatively small (0.5 and 0.9 %, respectively), because the enthalpy change in the condenser depends primarily on the condensation. There is no significant impact of the air temperature on the heating power. In all the tests, the relative uncertainties of the heating powers range from 6.6 to 9.2%.

The in situ refrigerant method is based on the measurement of the refrigerant but uses only



non intrusive sensors, except for the condensation pressure sensor. The latter is installed at the refrigerant loading plug of the HP. However, it is possible to obtain  $p_{con}$  via a saturation temperature measurement (with non-intrusive thermometer), like for the measurement of  $p_{eva}$ . The temperature sensor uncertainty of 0.8 K results in a pressure uncertainty of 0.6 bar at the pressure of 33 bar. So, the total uncertainty of  $p_{eva}$  is estimated to be 0.9 bar. In this case, the sensitivity index of  $p_{eva}$  is 6.2 % in the example above. The relative uncertainty of  $\dot{Q}^r$  increases by about 0.2 % and ranges between 6.7 and 9.5 % depending on the test condition.

### ***In situ air method***

Tab. 3 shows the uncertainties and sensibility indices for the in situ air method. The air volume flow rate  $\dot{V}$  is not directly measured but determined from the air velocity measurements by the hot wire sensors. Because the velocity distribution is not fully identified, the uncertainty of the flow rate cannot be calculated. However, the relative uncertainty of the flow rate measurement is assumed to be 10 %. As shown in Fig. 11, any calculated flow rate doesn't exceed a deviation of more than 10 % when compared to the reference flow rate.

The uncertainty of the dry air temperature at the IE suction  $T_{su}$  is assumed to be 0.5 K, by adding the temperature sensor accuracy of 0.1 K (Tab. 1) with the maximum difference between the individual temperatures and its average (0.4 K, see subpart *In situ air method* of the part *Results and discussion*). In the same manner, the uncertainty of the dry air temperature at the IE exhaust  $T_{ex}$  is supposed to be 1.5 K. The uncertainty of the

atmospheric pressure  $p_{atm}$  corresponds to the sensor accuracy (Tab. 1).

The heating power has a relative uncertainty of 12.2 %, mainly caused by the air flow rate. The sensitivity index of  $T_{ex}$  is 28.5 % while the one of  $T_{su}$  only 3.7 %, due to the high difference between the uncertainties of  $T_{ex}$  and  $T_{su}$  (1.5 against 0.5 K). There is no significant impact of the dew point temperature on the heating power. The index of  $p_{atm}$  is relatively small (0.7 %), thanks to the high precision of the pressure measurement. The relative uncertainty on the heating power is 12.2 % in this example, and ranges between 11.8 and 12.3 % in all tests.

If the pressure wasn't measured but assumed to be equal to the standard atmospheric pressure ( $p_{atm}^{standard}=1.015$  bar), the pressure uncertainty might be estimated to be 3 % of  $p_{atm}^{standard}$ . In fact, as shown in Fig. 11, the pressure varies between 0.985 and 1.02 bar (97 % and 100.5 % of  $p_{atm}^{standard}$ ). In this case, the sensitivity index of the pressure in the example above would reach 5.7 %, which is not negligible. The relative uncertainty of  $\dot{Q}^a$  varies from 12.2 to 12.7 % in all tests. Hence, the pressure measurement allows the uncertainty of  $\dot{Q}^a$  to be improved of 0.4 point.

---

## **CONCLUSION AND PERSPECTIVE**

The present study proposes two methods to measure the heating power of residential air-to-air heat pumps in in situ condition. One method is based on the measurements of the refrigerant fluid side and the other one uses measurements of the air side. These methods are simultaneously tested on an air-to-air heat pump in laboratory and in steady-state conditions (with outdoor temperatures ranging from -10 to 18 °C). The measurements are compared with a reference method



developed and validated in (Tran, et al., 2012) and some supplementary reference measurements. The relative uncertainty of the heating power with the reference method ranges between 1.3 and 1.8 % depending on the test condition.

With the in situ refrigerant method, the mass flow rate is determined via the compressor thermal balance (1), as follows:

- The compressor electric consumption is measured and the oil mass concentration is assumed to be 0.02.
- The specific enthalpy change at the compressor is calculated from the measurements of the temperatures (by contact thermometers) and pressures. The condensation pressure is measured via a pressure sensor at the refrigerant charging plug of the heat pump; the evaporation pressure is indirectly measured by the saturation temperature measurement. This indirect pressure measurement is validated with errors ranging between 0.05 to 0.18 bar for the full range of evaporation pressures.
- The compressor ambient heat losses are estimated from the compressor dimensions and the natures of the heat transfers. Comparing with the measurements of reference allows the loss due to radiation heat exchange to be validated. The heat loss due to conduction/convection heat exchanges is underestimated because the method does not take into account the conduction loss part. The latter has been estimated to account for about 30 % of the total heat losses.

The refrigerant enthalpy change at the condenser is computed from the measurements of the temperatures and condensation pressure. The heating power is then obtained.

The main drawback of this method is to be inaccurate when the fluid is biphasic at the condenser exhaust or at the compressor suction. The first situation is not observed in the tests but has been occasionally observed in dynamic conditions in (Tran et al 2012), whereas the second occurs in 26 over 69 tests. The heating power of the in situ refrigerant method  $\dot{Q}^r$  is overestimated, compared to the one of the reference method  $\dot{Q}^{ref}$ . From the measurements of reference, the refrigerant vapor quality at the compressor suction is calculated and has the minimum value of 0.94, which results in the maximum ratio  $\frac{\dot{Q}^r}{\dot{Q}^{ref}}$  of 1.21.

For the others tests where the fluid is in pure gas phase at the compressor suction, the ratios  $\frac{\dot{Q}^r}{\dot{Q}^{ref}}$  lie in the range of 0.96 and 1.01.

Hence, the in situ refrigerant method is validated. A study on the uncertainty and sensibility index is carried out, by taking into account the sensor accuracies and all assumptions about the oil concentration, heat loss estimation and pressure losses. The relative uncertainties of the heating power range from 6.6 to 9.2 %. The oil concentration and heat loss estimation have the highest impact with sensitivity indices of 39.9 % and 37.9 %, respectively.

The in situ air method is based on measurements at the indoor unit, as follows:

- The specific enthalpy change is determined from measurements of the dry temperatures, dew point temperature and atmospheric pressure. The dry temperature fields are not really homogenous. The deviations, compared to the average values, are 0.4 and 1.4 °C at the inlet and outlet sides, respectively. These values correspond to around 2 and

6 % of the temperature change between 2 sides.

- The air mass flow rate at the inlet side is obtained via the multi point velocity measurements (by the hot wire sensors). In all tests, the flow rates lie in the range of 0.96 and 1.01, in comparison with the measurement of reference (from an anemometer with accuracy known). It is recommended to identify previously the air velocity distribution, which is very necessary in the determination of the sensor positions.

The heating power ratios between the in situ air method and the reference one range from 0.9 to 1.05. Hence, the in situ air method is validated. The relative uncertainties of the heating power range from 11.8 to 12.3 %. The sensitivity indices of the air volume flow rate and dry air measurements are 70.7 and 28.6 %, respectively. The atmospheric pressure measurement allows the uncertainty of the heating power to be improved 0.4 %, whereas the dew point temperature measurement doesn't give any significant influence.

The two in situ methods are fully applicable for in situ condition. The in situ refrigerant method uses only non-intrusive sensors, except for the condensation pressure sensor installed at the refrigerant charging plug of the heat pump. However, the latter can be replaced by a saturation temperature measurement (with non intrusive thermometer), as used for the measurement of the evaporation pressure. That makes the method completely non intrusive.

A further study will intend to check the two in situ methods in laboratory for conditions closer to the ones that can be observed on field. This includes part load behavior (compressor working at reduced frequency) - this is indeed necessary as the uncertainty of the measurement methods could increase with the reduced refrigerant flow rate and the

reduced air temperature differences across the condenser - and transient behaviors. For the refrigerant in situ method, it should be clarified how the error committed when the fluid is biphasic at the compressor suction influence the uncertainty of the seasonal energy output, as the phenomenon occurs in part time and seem only happen in low heating power conditions. In a last step, both methods should be validated on field.

## References

ASHRAE. "Fundamentals Handbook." Chap. 6. 2001.

Conde, M.R. "Estimation of thermophysical properties of lubricating oils and their solutions with refrigerants: an appraisal of existing methods." *Applied Thermal Engineering*, 1996: Vol.16, 51-61.

Cuevas, C., and J. Lebrun. "Testing and modelling of a variable speed scroll compressor." *Applied Thermal Engineering* 29, 2009: 469–478.

Fahlén, Per. *Methods for commissioning and performance checking of heat pumps and refrigeration equipment*. Gothenburg: Chalmers University of Technology, 2004.

Incropera, Frank P., and David P. DeWitt. *Fundamentals of heat and mass transfer*. USA: John Wiley & Sons, 2002.

Liley, P.E, and W.R. Gambill. "Physical and chemical data." In *Chemical Engineering Handbook*, 5th edition, 226-250. New York: McGraw-Hill, 1973.

LNE. *Guide d'utilisation des capteurs de température de surface*. Projet AQCEM, Ministère de l'Economie des Finances et de l'Industrie. Laboratoire national de métrologie et d'essais, 2004.

Ma, Xiaokui, Guoliang Ding, Ping Zhang, Weizhe Han, Shinichi Kasahara, and Takahiro Yamaguchi. "Experimental validation of void

fraction models for R410A air conditioners." International journal of refrigeration 32, 2009: 780-790.

NIST. "Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database-Version 8.0." 2009.

Premoli, A., D. D. Francesco, and A. Prina. "A dimensional correlation for evaluating two-phase mixture density." La Termotecnica 25, 1971: 17-26.

Rice, C.K. "The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions." ASHRAE Transactions, 1987: Vol.93, Pt.1, No.3035, pp.341-367.

Tran, C.T., P. Rivière, D. Marchio, and C. Arzano-Daurelle. "Refrigerant-based measurement method of heat pump seasonal performances." International Journal of Refrigeration, doi:10.1016/j.ijrefrig.2012.03.010, 2012.

Youbi-Idrissi, M., J. Bonjour, M.F. Terrier, F. Meunier, and C. Marvillet. "In-situ measurements of enthalpy change on an evaporator working with r407c: effect of oil presence." Eurotherm 72th. Valence, 2003. 104-109.

Zehnder, Michele. Efficient air-water heat pumps for high temperature lift residential heating including oil migration aspects. PhD thesis. Lausanne: Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2004.

## 5.4 Conclusion

Ce chapitre présente deux méthodes de mesure in situ des performances des pompes à chaleur (PAC) air/air. La première méthode, nommée « méthode interne in situ », est basée sur des mesures sur le fluide frigorigène, alors que la deuxième, nommée « méthode externe in situ », utilise des mesures sur l'air. Les deux méthodes sont testées simultanément sur une PAC air/air bi bloc en laboratoire, en régime stabilisé et en mode chauffage. La température de l'air extérieur varie entre -10 et 18 °C, alors que la température de l'air intérieur est stabilisée autour de 20 °C. Les essais sont réalisés avec deux niveaux de vitesse de rotation du ventilateur intérieur : grande vitesse et petite vitesse. Les résultats issus des méthodes in situ sont comparés avec des mesures « étalon », en particulier avec la méthode de référence développée et validée dans le Chapitre 4. En fonction des conditions d'essai, l'incertitude relative de la mesure de puissance calorifique de la méthode de référence est comprise entre 1,3 et 1,8 %, et ce, en tenant compte de toutes les incertitudes de mesure et des hypothèses utilisées, y compris l'hypothèse portant sur la concentration de l'huile.

La méthode « interne in situ » permet de déterminer le débit du fluide frigorigène via le bilan thermique du compresseur :

- La puissance électrique consommée du compresseur est mesurée et la concentration massique de l'huile est considérée égale à 0,02.
- Les enthalpies massiques en entrée et en sortie du compresseur sont calculées à partir des températures et des pressions de condensation et d'évaporation. La pression de condensation est mesurée via un capteur de pression installé au port de chargement du fluide de la PAC. La pression d'évaporation est déterminée à partir de la mesure non intrusive de la température de saturation, avec **des erreurs entre 0,05 et 0,18 bar pour toute la plage de la pression d'évaporation.**
- La perte thermique du compresseur due aux échanges avec l'environnement est estimée à partir des dimensions du compresseur et de l'estimation des échanges thermiques entre l'enveloppe du compresseur et son environnement. **Cette approche est validée** en comparant avec les mesures « étalon » et semble plus précise que l'approche de (Fahlén 2004) où le facteur de perte (rapport entre la perte et la puissance électrique) est considéré connu et constant (notamment lorsque les écarts entre la température de sortie du compresseur et l'ambiance sont faibles).

Les enthalpies au condenseur sont calculées à partir des températures et de la pression de condensation. La puissance calorifique peut donc être déterminée.

A priori la méthode n'est pas précise si le fluide est diphasique en sortie du condenseur ou en entrée du compresseur. La première situation n'est pas observée dans les essais en régime stabilisé réalisés. Cependant le deuxième cas est constaté, surtout lors des essais à faible puissance. Dans ce cas, la puissance calorifique de la méthode interne in situ  $\dot{Q}^r$  est surestimée. Le titre de vapeur le plus faible observé est 0,94, ce qui implique un écart de 21 % entre  $\dot{Q}^r$  et la puissance calorifique de la méthode de référence  $\dot{Q}^{ref}$ .

Pour les essais où le fluide est purement gazeux à l'entrée du compresseur, le rapport  $\frac{\dot{Q}^r}{\dot{Q}_{ref}}$  est compris entre 0,96 et 1,01. Ainsi, **la méthode « interne in situ » est validée dans ces conditions**. En tenant compte de toutes les incertitudes de mesure et des hypothèses utilisées, **l'incertitude relative sur la valeur de  $\dot{Q}^r$  varie entre 6,6 et 9,2 %**. Les variables qui impactent le plus la puissance calorifique sont la concentration de l'huile et l'estimation de la perte thermique du compresseur.

La méthode externe in situ est basée sur des mesures sur l'air au niveau de l'unité intérieure comme suit :

- La variation des enthalpies est calculée à partir des mesures de température sèche, de température de rosée et de pression atmosphérique. Les champs de température sèche en entrée et en sortie ne sont pas homogènes. Dans nos essais, les écarts les plus grands entre les températures individuelles et les valeurs moyennes sont de 0,4 et 1,4 °C en entrée et en sortie, respectivement. **Ces valeurs correspondent à environ 2 et 6 % de la variation de température entre l'aspiration et le refoulement.**
- Le débit de l'air est déterminé à partir d'un ensemble de mesures de vitesse (via des anémomètres à fil chaud). Dans nos essais, **le débit obtenu varie entre 0,96 et 1,01 de la valeur issue des mesures « étalon »**. Il est recommandé de préalablement identifier le profil des vitesses. Ce dernier est absolument nécessaire dans le choix du nombre de capteurs à fil chaud utilisés ainsi que pour déterminer la distribution spatiale des capteurs.

Le rapport des puissances calorifiques de la méthode externe in situ et de la méthode de référence est compris entre 0,9 et 1,05, selon les conditions d'essai. Ainsi, **la méthode externe in situ est validée en régime stabilisé**. L'incertitude associée à la puissance calorifique est estimée entre 11,8 et 12,3 %. Elle dépend essentiellement de la mesure du débit d'air et de la mesure des températures sèches. Dans l'exemple présenté, leurs indices de sensibilité respectifs sont égaux à 70,7 et 28,6 %. La mesure de la pression atmosphérique permet de diminuer l'incertitude associée à la mesure de la puissance calorifique d'environ 0,4 %. Par contre, la mesure de la température de rosée ne présente aucune influence significative sur l'estimation de la puissance calorifique.

Les deux méthodes in situ sont entièrement adaptées aux conditions in situ. La méthode interne utilise uniquement les mesures non-intrusives, à l'exception de la mesure de la pression de condensation. Cependant, cette dernière peut être remplacée par une mesure non-intrusive de température de saturation, de la même manière que pour la mesure de la pression d'évaporation. **La méthode interne devient donc alors complètement non-intrusive.**



## CONCLUSIONS – PERSPECTIVES

La thèse a permis de proposer deux méthodes de mesure in situ du coefficient de performance saisonnier (SCOP) des pompes à chaleur (PAC) air/air.

Les trois premiers chapitres ont présenté une étude bibliographique déclinée selon plusieurs aspects de la technologie des PAC air/air, comme les cycles thermodynamiques, les modes de fonctionnement ou les modes de régulation. Ensuite, les appareils de mesure des propriétés thermodynamiques de l'air et du fluide frigorigène adaptés aux méthodes de mesure envisagées ont été exposés. A l'issue de ces résultats, une méthode de référence et deux méthodes in situ ont été développées. La méthode de référence n'est pas adaptée aux conditions in situ, elle sert à valider, en conditions de laboratoire, les deux méthodes avant leur utilisation in situ.

Le Chapitre 4 présente ainsi la validation de **la méthode de référence**. Cette validation expérimentale a été réalisée sur une PAC air/eau bi bloc et les mesures ont été comparées avec la mesure des enthalpies sur l'eau. La méthode de référence est basée sur des mesures intrusives du fluide frigorigène. Le débit du fluide a été mesuré par un débitmètre Coriolis. La variation des enthalpies au condenseur a été déterminée à partir des mesures de température et de pression. Un deuxième débitmètre de Coriolis a été utilisé pour déterminer le titre de vapeur du fluide en sortie du condenseur, si le fluide est diphasique, en utilisant une corrélation de taux de vide. La méthode de référence a été validée en régimes stabilisé et dynamique ainsi qu'en mode de dégivrage. L'incertitude de la puissance calorifique de la méthode de référence est estimée à environ 1 %, sans tenir compte de la précision de la corrélation de taux de vide utilisée et de l'hypothèse portant sur la concentration de l'huile. Un article a été publié sur cette méthode.

Dans le Chapitre 5, les deux méthodes in situ ont été testées sur une PAC air/air bi-bloc en laboratoire et les mesures comparées avec celles de la méthode de référence. Les méthodes in situ ont ainsi été validées en régime stabilisé.

La première méthode, nommée **méthode « interne in situ »**, est basée sur les mesures non intrusives du fluide frigorigène avec les caractéristiques suivantes :

- La variation d'enthalpie spécifique au condenseur est déterminée à partir de températures de contact et de la pression (emplacement disponible sur les PAC).
- Le débit du fluide frigorigène est déduit du bilan thermique du compresseur avec des pertes variables.
- Les pertes thermiques au compresseur sont déterminées à partir de considérations physiques. Cela a permis d'améliorer la précision de la méthode par rapport à la méthode de (Fahlén 2004), qui ne mesure pas ces pertes mais les considère connues.
- Une méthode de détermination de la pression basée sur la mesure non intrusive de température de saturation a été aussi développée et validée. Cela permet à cette méthode de devenir entièrement non intrusive, et donc de faciliter l'instrumentation en conditions in situ.

La méthode n'est pas adaptée lorsque le fluide frigorigène est diphasique en sortie du condenseur ou en entrée du compresseur. La première situation n'a jamais été observée lors des essais stationnaires, alors que cela a été le cas pour la deuxième situation.

La méthode a été validée lorsque le fluide est gazeux en entrée du compresseur. En effet, la puissance calorifique rapportée à celle de la méthode de référence est comprise entre 0,96 et 1,01. L'incertitude relative sur la puissance calorifique de la méthode est estimée entre 6,6 et 9,2 %, suivant les conditions de fonctionnement. Ces valeurs prennent en compte toutes les incertitudes de mesure et les hypothèses utilisées.

La deuxième méthode in situ, nommée **méthode « externe in situ »**, est basée sur les mesures de l'air à l'unité intérieure de la PAC. La variation d'enthalpie est calculée à partir des mesures de températures et de pression atmosphérique. Le débit d'air est déterminé via un ensemble de mesures de vitesse d'air. Pour cette méthode, il est recommandé d'identifier préalablement le champ de vitesses, ce qui est certainement nécessaire pour le choix des emplacements des sondes de vitesse. Les essais réalisés ont permis de montrer que le rapport entre la puissance calorifique de la méthode « externe in situ » et celle de la méthode de référence est compris entre 0,9 et 1,1. L'incertitude relative de la puissance calorifique de la méthode « externe in situ » est d'environ 12 %. Tous ces résultats font l'objet d'un article en cours de relecture.

La dernière étape visera la validation des deux méthodes en conditions représentatives d'un fonctionnement in situ, en particulier dans des conditions de faible charge et dynamiques. Cela permettra d'évaluer la fiabilité des méthodes dans toutes les conditions de fonctionnement. Ces essais ont été conçus, montés et mis au point au cours de cette thèse. Les résultats de mesure d'un printemps hivernal et de l'été seront connus lors de la soutenance orale et certains pourront être présentés. Cette campagne d'essais fera l'objet d'un article dans le futur.

De plus, sachant que la méthode « interne in situ » est moins précise lorsque le fluide est diphasique en sortie du condenseur et/ou en entrée du compresseur, il faudra déterminer l'impact de ces erreurs dans la mesure de la performance saisonnière de la PAC lors d'une mesure de longue durée. En effet, si l'erreur introduite peut être importante dans ces deux situations, l'occurrence de ces types de fonctionnement est a priori faible et énergétiquement encore davantage. La première situation survient occasionnellement, surtout aux moments où la vitesse de rotation du compresseur change et la durée de ce mode de fonctionnement est réduite. La deuxième situation semble apparaître uniquement pour certaines conditions à faible puissance.

Le portage de la méthode interne non intrusive vers une implantation embarquée constitue une suite particulièrement intéressante. Une fois son efficacité établie, elle peut servir de base à un développement industriel qui permettrait d'afficher la performance moyenne pour des utilisateurs avertis.



## **Annexe A**

### **PRINCIPE DE MESURE DU DEBITMETRE A EFFET CORIOLIS**

---

Le principe de fonctionnement du débitmètre à effet Coriolis est brièvement exposé dans la partie 2.2.1. Cette annexe le présente en détail.

De manière générale, la force de Coriolis appliquée sur une particule s'exprime comme :

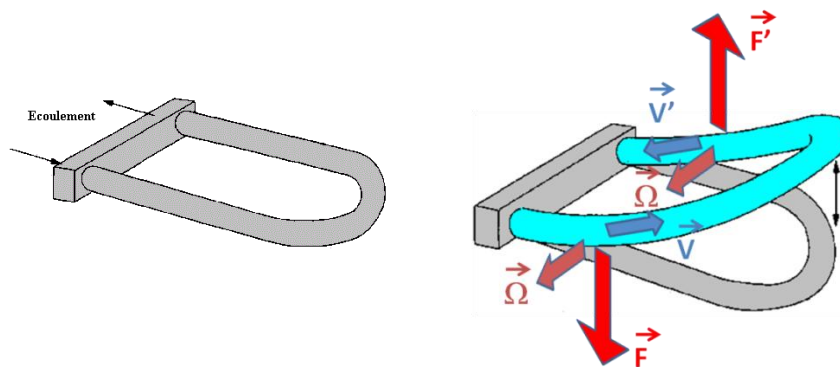
$$\vec{F}_c = 2m\vec{V} \wedge \vec{\Omega} \quad (\text{A.1})$$

où :  $m$  est la masse de la particule (en kg)

$\vec{V}$  est la vitesse de la particule par rapport au système de rotation (en m/s)

$\vec{\Omega}$  est la vitesse angulaire du système (en rad/s)

## A.1 Principe



Le tube au repos

Le tube en vibration lors de l'ascendance

Figure A.1 - Principe du fonctionnement d'un débitmètre à effet de Coriolis

Le principe de fonctionnement du débitmètre Coriolis est illustré sur la Figure A.1. Le débitmètre est assimilé à un tube de forme U et le fluide entre dans une branche puis sort par l'autre branche. Via un bobinage électrique le tube subit une oscillation forcée dans laquelle la force de Coriolis exercée sur le tube représente une force d'amortissement. Une analyse de ce mouvement permet de déterminer le débit masse et la masse volumique du fluide.

Par la suite, l'oscillation est exposée en détail, puis les déterminations du débit et de la masse volumique seront discutées.

## A.2 Equation d'oscillation du débitmètre Coriolis

La force de Coriolis exercée sur la branche de l'entrée du fluide (Figure A.1) s'exprime par<sup>24</sup>:

$$F_c = 2mV \Omega$$

où :  $m$  est la masse du fluide dans la branche du tube (en kg)

$V$  est la vitesse de circulation du fluide (en m/s)

$\Omega$  est la vitesse angulaire du tube (en rad/s)

<sup>24</sup> Les équations pour l'autre branche s'écrivent de la même façon.

On a donc :

$$F_c = 2\rho lSV\Omega = 2\dot{m}l\Omega$$

où :  $\rho$  est la masse volumique du fluide, en  $\text{kg/m}^3$

$l$  est la longueur de la branche, en m

$S$  est la section du tube, en  $\text{m}^2$

$\dot{m}$  est le débit masse du fluide,  $\text{kg/s}$

Le moment de la force de Coriolis par rapport au support du tube s'exprime par :

$$\Gamma_c = F_c \frac{l}{2} = \dot{m}l^2\Omega = a\Omega$$

où on note  $a = \dot{m}l^2$ .

Le tube subit une vibration forcée par un bobinage électrique où le terme d'amortissement est la force de Coriolis. L'équation du mouvement de la branche s'écrit :

$$\ddot{\theta} + \frac{a}{I}\dot{\theta} + \frac{k}{I}\theta = \frac{\Gamma_0}{I}\sin\omega t \quad (\text{A.2})$$

où :  $\theta$  est la vibration angulaire, en rad. Alors  $\Omega = \dot{\theta}$

$I$  est le moment d'inertie du fluide par rapport au support, en  $\text{kg.m}^2$ . On a :  $I = \frac{m}{3}l^2$

$k$  est le coefficient d'élasticité du tube, en  $\text{N.m/rad}$ .

$\omega$  est la pulsation d'excitation du bobinage électrique,  $\text{rad/s}$ .

$\Gamma_0$  est l'amplitude du moment créé par le bobinage sur la branche, en  $\text{Nm}$ .

### A.3 Solutions de l'oscillation du débitmètre

(A.2) est une équation différentielle du deuxième ordre avec un second membre et un terme d'amortissement  $\frac{a}{I}$  non nul. La solution complète est alors la somme de deux solutions : solution générale et solution particulière. La première est la solution de l'équation différentielle homogène :

$$\ddot{\theta} + \frac{a}{I}\dot{\theta} + \frac{k}{I}\theta = 0 \quad (\text{A.3})$$

On note  $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{I}}$ , appelée pulsation propre de la branche, et  $\xi = \frac{a}{2I\omega_0}$ , appelé facteur d'amortissement. La solution de l'équation (A.3) a trois formes différentes selon la valeur de  $\xi$  (Figure A.2).

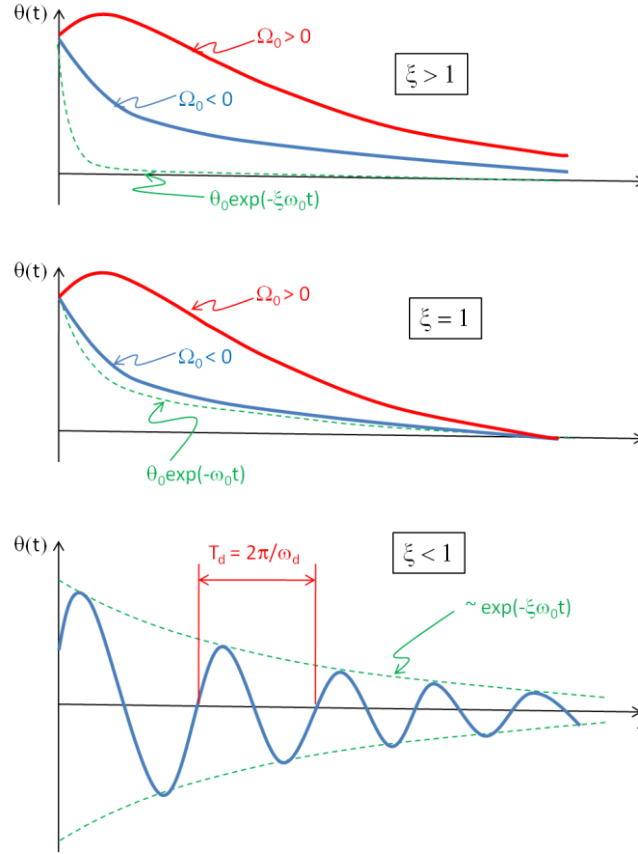


Figure A.2 - Trois scénarios possibles de la solution générale,  $\theta_0$  l'angle initiale,  $\Omega_0$  vitesse angulaire initiale

Le débitmètre est construit afin de fonctionner dans le troisième scénario  $\xi < 1$ . Dans ce cas, la solution générale s'écrit :

$$\theta_g(t) = \theta_{g0} \cos(\omega_d t - \Phi_g) e^{-\xi \omega_0 t} \quad \text{avec} \quad \omega_d = \omega_0 \sqrt{1 - \xi^2} \quad (\text{A.4})$$

$\omega_d$  est appelée la pseudo pulsation, en rad/s et les constantes  $\theta_{g0}$  et  $\Phi_g$  peuvent être déterminées par les conditions initiales.

Une solution particulière de l'équation (A.2) est de forme suivante :

$$\theta_p(t) = \theta_{p0} \cos(\omega t - \Phi_p)$$

où : les constantes  $\theta_{p0}$  et  $\Phi_p$  sont calculées en les introduisant dans l'équation (A.2). On obtient alors:

$$\theta_{p0} = \frac{\Gamma_0}{k} \frac{1}{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + 4\xi^2 \beta^2}} \quad \Phi_p = \arctg\left(\frac{2\xi\beta}{1 - \beta^2}\right) \quad (\text{A.5})$$

où :  $\beta = \frac{\omega}{\omega_0}$

Enfin, l'oscillation de la branche s'écrit :

$$\theta(t) = \theta_g(t) + \theta_p(t) = \theta_{g0} \cos(\omega_d t - \Phi_g) e^{-\xi \omega_0 t} + \theta_{p0} \cos(\omega t - \Phi_p) \quad (\text{A.6})$$

On appelle alors  $\theta_g(t)$  le terme transitoire, et  $\theta_p(t)$  le terme permanent.

#### A.4 Mesure de débit masse

Le débitmètre est fabriqué de manière à ce que les conditions suivantes soient satisfaites :

$$\frac{2\xi\beta}{1-\beta^2} \ll 1 \quad ; \quad \beta \ll 1 \quad (\text{A.7})$$

Dans ce cas,  $\Phi_p$  peut être simplifié à partir de la deuxième équation du système (A.5) :

$$\Phi_p \approx 2\xi\beta = \frac{\dot{m}l^2\omega}{k} \propto \dot{m}$$

Etant une fonction proportionnelle au débit masse du fluide, le déphasage  $\Phi_p$  donne accès au débit masse. En réalité, ce déphasage peut être mesuré en comparant les signaux fournis par deux détecteurs électromagnétiques : un situé à l'entrée du fluide, l'autre au coude du tube. Le signal détecté par le premier reflète l'oscillation définie par l'équation (A.6). Le deuxième signal représente une oscillation aux mêmes fréquences, mais sans déphasage. En effet, comme la vitesse du fluide  $\vec{V}$  est parallèle au vecteur de rotation  $\vec{\Omega}$ , d'après l'équation (A.1) il n'y a pas de force de Coriolis. L'équation du mouvement s'écrit comme l'équation (A.2) mais avec la constante  $a$  nulle. Le facteur d'amortissement  $\xi$  est nul, et donc  $\Phi_p = 0$ .

#### A.5 Mesure de masse volumique

Il est également possible de déduire la masse volumique du fluide à partir de la mesure de l'impulsion  $\omega_d$ . En effet, le débitmètre est fabriqué de tel sorte que  $\xi \ll 1$ . On obtient donc  $\omega_d \approx \omega_0$ , d'après l'équation (A.4). Or, la relation entre  $\omega_0$  et la masse volumique  $\rho$  s'exprime :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{\frac{1}{3}ml^2}} \propto \sqrt{\frac{1}{m}} \propto \sqrt{\frac{1}{\rho}}$$

Etant inversement proportionnelle à la racine carrée de la masse volumique, la pulsation  $\omega_0$  permet de déterminer cette dernière.

Bien que le terme  $\theta_g(t)$  soit une fonction exponentielle du temps, il diminue lentement à l'aide un facteur d'amortissement  $\xi$  faible. De plus, les pulsations  $\omega_d$  et  $\omega_0$  sont choisies à des niveaux différents pour faciliter la détection de  $\omega_d$  dans le mouvement du débitmètre.



## **Annexe B**

### **DETERMINATION DU TITRE DE VAPEUR D'UN FLUIDE FRIGORIGENE DIPHASIQUE**

---

L'enthalpie d'un fluide frigorigène diphasique traversant une section ne dépend pas seulement de son débit mais également de son titre de vapeur. Le débit peut être mesuré par un débitmètre (ex : le débitmètre Coriolis). Par contre, il n'y a pas d'outil simple qui puisse mesurer directement le titre de vapeur en continu. Ce dernier peut néanmoins être déterminé par des mesures indirectes. On présente ici deux méthodes envisageables :

- Mesure de la vitesse d'écoulement du fluide via les débitmètres à ultrasons
- Mesure de la masse volumique via le débitmètre de Coriolis

Ces mesures permettent d'établir une relation entre le taux de vide et le titre de vapeur. En utilisant une corrélation de taux de vide, étant en fait une autre relation entre ces 2 variables), le titre de vapeur peut être déterminé.

La partie suivante présente les corrélations les plus utilisées pour les fluides frigorigènes. Ensuite, les deux méthodes de détermination du titre de vapeur sont détaillées.

### B.1 Corrélations de taux de vide

Pour rappel, le taux de vide d'un fluide diphasique est défini comme le rapport instantané du volume de vapeur au volume total du fluide, noté  $\alpha$ . Ce rapport est un nombre sans dimension. Une corrélation de taux de vide permet de calculer  $\alpha$  en fonction du titre de vapeur et d'autres paramètres (dimension, propriétés thermodynamiques...). Elle s'écrit symboliquement comme :

$$\alpha = f(x) \quad (\text{B.1})$$

Il existe plus de 70 corrélations dans la littérature. Les comparaisons rapportées dans (Woldesemayat et Ghajar 2007) montrent que les meilleures corrélations pour tous les cas confondus (i.e. fluides de nature différente, canalisation horizontale, inclinée ou verticale) sont issues des modèles Toshiba, Dix, Rouhani, Hughmark, Premoli et Filimonov. Selon (Poggi, et al. 2008) le modèle Hughmark est le plus utilisé dans la littérature.

En particulier pour le fluide frigorigène R410A, (Ma, et al. 2009) confirme que le modèle Premoli est l'un des meilleurs pour le fluide R410A. Ce modèle n'est plus utilisable lorsque le titre de vapeur dépasse un certain seuil. Ce dernier dépend, entre autres paramètres, de la nature du fluide et de la pression. Une modification simple proposée par (Tran, et al., 2012) permet d'élargir la plage d'utilisation jusqu'à un titre vapeur unitaire.

### B.2 Détermination du taux de vide à partir de la vitesse d'écoulement du fluide

Par définition, le titre de vapeur  $x$  est le rapport entre le débit de la vapeur et celui du mélange diphasique. On a donc :

$$x = \frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{m}_m} = \frac{\alpha S v_{vap} \rho_{vap}}{\dot{m}_m} \quad (\text{B.2})$$

où :  $\dot{m}$  est le débit massique, en kg/s  
 $S$  est la section du circuit, m<sup>2</sup>  
 $v$  est la vitesse d'écoulement, en m/s  
 $\rho$  est la masse volumique, en kg/m<sup>3</sup>

les indices vap et m représentent la vapeur saturée et le mélange diphasique, respectivement



On obtient alors :

$$\alpha = \frac{\dot{m}_m}{Sv_{vap}\rho_{vap}} x \quad (B.3)$$

De manière similaire, le taux de vide peut être calculé à partir de la phase liquide, comme :

$$\alpha = 1 - \frac{\dot{m}_m}{Sv_{liq}\rho_{liq}} (1 - x) \quad (B.4)$$

où : l'indice liq représente le liquide saturé

L'une des équations (B.3) ou (B.4) permet de déterminer le titre de vapeur en utilisant une corrélation de taux de vide. Les vitesses de la phase liquide et de la phase vapeur peuvent être mesurées en utilisant les débitmètres à ultrasons. Le débit masse total  $\dot{m}_m$  peut être obtenu par un débitmètre Coriolis. Enfin, les masses volumiques sont déterminées à partir de la pression de saturation.

L'inconvénient principal des débitmètres à ultrasons est lié à la petite taille du tuyau frigorifique pour les PAC résidentielles (voir la partie 2.2). De plus, le circuit contient non seulement du fluide frigorigène pur mais également une faible quantité d'huile. Cette dernière peut fausser la précision de la mesure par les débitmètres à ultrasons.

### B.3 Détermination du taux de vide à partir de la masse volumique

Dans cette partie, une méthode de détermination du titre de vapeur à partir de la mesure de masse volumique est présentée. La masse volumique du mélange diphasique peut s'exprimer comme :

$$\rho_m = \alpha\rho_{vap} + (1 - \alpha)\rho_{liq}$$

Le taux de vide est donc obtenu à partir des masses volumiques :

$$\alpha = \frac{\rho_{liq} - \rho_m}{\rho_{liq} - \rho_{vap}} \quad (B.5)$$

L'équation (B.5) permet de calculer le titre de vapeur en utilisant une corrélation de taux de vide.  $\rho_m$  peut être mesuré par un débitmètre Coriolis, alors que  $\rho_{vap}$  et  $\rho_{liq}$  sont déterminés à partir de la pression de saturation.



## **Annexe C**

### **CALCULS D'INCERTITUDE AVEC LE CHAOS POLYNOMIAL**

---

## C.1 Contexte

Il est nécessaire de calculer l'incertitude du coefficient de performance (COP) en fonction des variables mesurées (température, pression...).

Généralement, l'incertitude  $U_Y$  de la variable calculée quelconque Y à partir des variables mesurées  $X_i$  est déterminée selon la formule de propagation de la norme (NF 13005 1999):

$$U_Y = \sqrt{\sum_i \left( \frac{\delta Y}{\delta X_i} \right)^2 U_{X_i}^2}$$

Cependant, il est difficile, voire impossible, dans certains cas d'établir la fonction analytique Y(X). Dans notre cas, la construction d'une fonction analytique du COP à partir des variables mesurées n'est pas facile. En effet :

- Lors de la détermination du COP, plusieurs variables intermédiaires sont calculées en utilisant un logiciel de propriétés thermodynamiques (NIST 2009). Les fonctions analytiques ne sont pas explicitement connues et les changements de phase impliquent des non linéarités fortes.
- Les corrélations de taux de vide ne donnent pas toujours des solutions analytiques.

Une solution alternative doit être utilisée pour déterminer l'incertitude Y ainsi que la sensibilité aux variables  $X_i$ . Les valeurs numériques des dérivées partielles peuvent être utilisées. Nous présentons ici la méthode du chaos polynomial (CP) qui **permet également de déterminer l'incertitude et les sensibilités**. Un avantage supplémentaire est qu'elle **permet de construire la fonction analytique** Y(X).

## C.2 Base probabiliste de la méthode du chaos polynomial

### C.2.1 Décomposition du chaos polynomial

On considère un modèle physique  $Y = \mathcal{M}(X)$ <sup>25</sup> dans lequel :

- $X$  est un vecteur des variables aléatoires et contient M composantes **indépendantes**,  $X = \{X_1, \dots, X_M\}$
- $Y$  est un scalaire aléatoire de carré intégrable, nommé réponse du modèle

Dans cette annexe, les vecteurs (multi variables) sont notés en caractères « gras », alors que les scalaires sont notés en caractères « normaux ».  $Y$  peut être décomposé par des polynômes de base:

$$Y = \mathcal{M}(X) = \sum_{\alpha \in \mathbb{N}^M} a_\alpha \psi_\alpha(X) \quad (\text{C.1})$$

où :  $\alpha = \{\alpha^{(1)}, \dots, \alpha^{(M)}\}$  avec  $\alpha^{(i)} \in \mathbb{N}$

$\psi_\alpha(X)$  sont les polynômes multivariés orthonormaux

---

<sup>25</sup> Dans notre cas,  $Y$  est le COP et  $X$  est un vecteur des variables de mesure (températures, pressions, débit...)

$a_{\alpha}$  sont des coefficients à déterminer qui caractérisent complètement la réponse  $Y$

Cette décomposition s'appelle également chaos polynomial (CP). Il existe plusieurs familles polynomiales à choisir. Les polynômes  $\psi_{\alpha}(X)$  sont choisis selon la distribution de  $X$ . Si les composantes de  $X$  ont des distributions gaussiennes (uniformes, resp.), il est recommandé d'utiliser les polynômes multivariés de L'Hermite (de Legendre, resp.).

Parce que les  $M$  composants de  $X$  sont indépendants,  $\psi_{\alpha}(X)$  peut s'écrire comme le produit des polynômes univariés  $\varphi$  de chaque composant :

$$\psi_{\alpha}(X) = \prod_{i=1}^M \varphi_{\alpha^{(i)}}^{(i)}(X_i)$$

où l'exposant (i) désigne que le polynôme est une fonction du composant  $X_i$ ; l'indice  $\alpha^{(i)}$  désigne le degré du polynôme.

Par définition, les polynômes univariés de L'Hermite d'une variable  $x$  s'expriment :

$$H_n(x) = (-1)^n e^{\frac{x^2}{2}} \frac{d^n}{dx^n} e^{-\frac{x^2}{2}}$$

Alors, les polynômes des 5 premiers ordres sont les suivants :

$$\begin{aligned} H_0(x) &= 1 & H_1(x) &= x & H_2(x) &= x^2 - 1 \\ H_3(x) &= x^3 - 3x & H_4(x) &= x^4 - 6x^2 + 3 \end{aligned}$$

L'expression générale des polynômes univariés de Legendre et les polynômes des 5 premiers ordres s'écrivent :

$$L_n(x) = \frac{1}{2^n} \sum_{k=0}^n \binom{n}{k}^2 (x-1)^{n-k} (x+1)^k$$

$$\begin{aligned} L_0(x) &= 1 & L_1(x) &= x & L_2(x) &= \frac{1}{2}(3x^2 - 1) \\ L_3(x) &= \frac{1}{2}(5x^3 - 3x) & L_4(x) &= \frac{1}{8}(35x^4 - 30x^2 + 3) \end{aligned}$$

Il faut noter que le  $n^{\text{ème}}$  polynôme est d'ordre  $n$  pour les 2 groupes de polynôme (de L'Hermite et de Legendre).

La décomposition (C.1) est une somme d'un nombre infini de polynômes. On ne garde que les polynômes de degré égal ou inférieur à  $p$  ( $p \in \mathbb{N}$ ) :

$$Y = \mathcal{M}(X) = \sum_{|\alpha| \leq p, \alpha \in \mathbb{N}^M} a_{\alpha} \psi_{\alpha}(X) \quad (\text{C.2})$$

où :  $|\alpha|$  désigne la norme de  $\alpha$  définie par la somme de ses composants:  $|\alpha| = \sum_{i=1}^M \alpha^{(i)}$

Alors, le nombre de termes  $P$  dans la décomposition (C.2) est la combinaison de  $p$  parmi  $(M+p)$  :

$$P = \binom{M+p}{p} = \frac{(M+p)!}{p!M!} \quad (\text{C.3})$$

La composition (C.2) peut donc s'écrire :

$$Y = \mathcal{M}(X) \approx \sum_{j=0}^{P-1} a_{\alpha_j} \psi_{\alpha_j}(X) \equiv \mathbf{a}^T \boldsymbol{\psi}(X)$$

où :  $\mathbf{a}^T$  est le vecteur ligne des coefficients  $a_{\alpha_j}$ , ce dernier est le  $j^{\text{ème}}$  coefficient dans la décomposition (C.2)

$\boldsymbol{\psi}$  est le vecteur colonne des polynômes  $\psi_{\alpha_j}(X)$ , ce dernier est le polynôme de base correspondant au  $j^{\text{ème}}$  multi indice  $\alpha_j$

Soit  $\mathcal{X} = \{x^{(1)}, \dots, x^{(N)}\}$  un ensemble de N réalisations de  $X$  et soit  $\mathcal{Y} = \{y^{(1)}, \dots, y^{(N)}\}$  les évaluations du modèle  $\mathcal{M}$ , alors, les coefficients du CP  $a_{\alpha_j}$  peuvent être déterminés par ajustement des moindres carrés :

$$\hat{\mathbf{a}} = \arg \min_{\mathbf{a} \in \mathbb{R}^P} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\mathcal{M}(x^{(i)}) - \mathbf{a}^T \boldsymbol{\psi}(x^{(i)}))^2 \quad (\text{C.4})$$

La solution peut s'écrire sous forme analytique :

$$\hat{\mathbf{a}} = (\Psi^T \Psi)^{-1} \Psi^T \mathcal{Y} \quad (\text{C.5})$$

avec  $\Psi_{ij} = \left( \psi_{\alpha_j}(x^{(i)}) \right)_{\substack{i=1, \dots, N \\ j=0, \dots, P-1}}$

Finalement, le modèle est obtenu par l'approximation suivante :

$$Y \approx \hat{\mathcal{M}}(X) = \sum_{j=0}^{P-1} \hat{a}_{\alpha_j} \psi_{\alpha_j}(X) \quad (\text{C.6})$$

Ainsi, la variable  $Y$  peut être écrite analytiquement en fonction des variables mesurées  $X$ .

### C.2.2 Analyse des moments statistiques par CP

Une fois les coefficients  $\hat{a}_{\alpha}$  déterminés, on peut trouver les moments statistiques du modèle  $\mathcal{M}$ . En particulier, la moyenne et la variance s'obtiennent analytiquement à partir des coefficients du chaos (Blatman 2009):

$$\hat{\mu}_{Y,p} = \hat{a}_0 \quad (\text{C.7})$$

$$D_p = \hat{\sigma}_{Y,p}^2 = \sum_{j=1}^{P-1} \hat{a}_{\alpha_j}^2 \quad (\text{C.8})$$

L'indice  $p$  rappelle qu'on utilise une approximation d'ordre  $p$ . Dans notre cas,  $D_p$  représente l'incertitude de la détermination de la variable  $Y$ .

### C.2.3 Analyse de sensibilité par CP

L'objectif de l'analyse de sensibilité est de quantifier l'impact de la variabilité de chaque entrée  $X_i$  sur celle de la réponse  $Y$ .

Soit  $\mathcal{I}_{i_1, \dots, i_s}$  l'ensemble des multi-indices dans  $\{\alpha \in \mathbb{N}^M : 0 \leq |\alpha| \leq p\}$  tel que seuls les indices  $\{i_1, \dots, i_s\}$  ne sont pas nuls :

$$\mathcal{I}_{i_1, \dots, i_s} = \{\alpha \in \mathbb{N}^M : 0 \leq |\alpha| \leq p, \forall k \in \{1, \dots, M\} \setminus \{i_1, \dots, i_s\}, \alpha^{(k)} = 0; \forall l \in \{i_1, \dots, i_s\}, \alpha^{(l)} \neq 0\}$$

La décomposition (C.2) est réarrangée sous la forme suivante:

$$\begin{aligned} Y = \mathcal{M}_p(X) = & a_0 + \sum_{i=1}^M \sum_{\alpha \in \mathcal{I}_i} a_\alpha \psi_\alpha(X_i) + \sum_{1 \leq i_1, i_2 \leq M} \sum_{\alpha \in \mathcal{I}_{i_1, i_2}} a_\alpha \psi_\alpha(X_{i_1}, X_{i_2}) \\ & + \dots + \sum_{1 \leq i_1, \dots, i_s \leq M} \sum_{\alpha \in \mathcal{I}_{i_1, \dots, i_s}} a_\alpha \psi_\alpha(X_{i_1}, \dots, X_{i_s}) + \dots + \sum_{\alpha \in \mathcal{I}_{i_1, \dots, i_M}} a_\alpha \psi_\alpha(X) \end{aligned} \quad (\text{C.9})$$

Chaque terme dans la décomposition (C.9) ne dépend que de certaines variables d'entrée. Etant donnée l'orthonormalité de la base de CP, la variance de  $Y$  est la somme des variances des termes:

$$D_p = \sum_{i=1}^M D_i + \sum_{1 \leq i_1, i_2 \leq M} D_{i_1, i_2} + \dots + \sum_{1 \leq i_1, \dots, i_s \leq M} D_{i_1, \dots, i_s} + \dots + D_{i_1, \dots, i_M}$$

$$\text{avec } D_{i_1, \dots, i_s} = \text{Var} \left[ \sum_{\alpha \in \mathcal{I}_{i_1, \dots, i_s}} a_\alpha \psi_\alpha(X_{i_1}, \dots, X_{i_s}) \right] = \sum_{\alpha \in \mathcal{I}_{i_1, \dots, i_s}} a_\alpha^2$$

On définit ainsi l'**indice de sensibilité** (Sobol' 1993):

$$S_{i_1, \dots, i_s} = \frac{D_{i_1, \dots, i_s}}{D_p} = \frac{1}{D_p} \sum_{\alpha \in \mathcal{I}_{i_1, \dots, i_s}} a_\alpha^2 \quad (\text{C.10})$$

On distingue ici 2 types d'indices de sensibilité :

- $S_i$  représente l'impact de la variable  $X_i$  sur la réponse  $Y$ .
- $S_{i_1, \dots, i_s}$  représente l'impact des interactions entre les variables  $(X_{i_1}, \dots, X_{i_s})$  sur la réponse, c'est-à-dire les interdépendances de ces variables du point de vue de la formule analytique du modèle  $\mathcal{M}$ . Exemple pour le modèle  $Y = X_1 + X_2$  on a  $S_1 = S_2 = 0.5$  et  $S_{1,2} = 0$ . Pour le modèle  $Y = X_1 \cdot X_2$  on a  $S_1 = S_2 = 0.43$  et  $S_{1,2} = 0.14$ .

### C.2.4 Précision de l'approximation par CP

L'erreur empirique s'exprime comme la différence en moyenne entre le modèle physique  $\mathcal{M}$  et le modèle de régression approximative  $\hat{\mathcal{M}}$  :

$$I_{\mathcal{X}}[\hat{\mathcal{M}}] = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\mathcal{M}(x^{(i)}) - \hat{\mathcal{M}}(x^{(i)}))^2$$

Le « chapeau » désigne le modèle d'approximation par CP. Par définition, le coefficient  $R^2$  est :

$$R^2 = 1 - \frac{I_{\mathcal{X}}[\hat{\mathcal{M}}]}{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (\mathcal{M}(x^{(i)}) - \bar{y})^2}$$

où :  $\bar{y}$  est la valeur moyenne estimée par approximation du CP,  $\bar{y} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \hat{\mathcal{M}}(x^{(i)})$

L'accroissement de  $R^2$  fournit une bonne mesure du caractère significatif d'un coefficient du chaos. Il est néanmoins peu fiable pour estimer la précision d'une approximation (risque d'oscillation entre les points de réalisation).

Pour estimer l'erreur de la décomposition du CP par rapport au modèle physique  $\mathcal{M}$ , le coefficient  $Q^2$  est plus adapté. D'abord, on considère le plan d'expériences  $\mathcal{X} \setminus i$  obtenu en retirant le point  $x^{(i)}$ . L'idée est d'évaluer l'erreur du CP basé sur  $\mathcal{X} \setminus i$  par rapport au modèle  $\mathcal{M}$  au point  $x^{(i)}$ , le résidu prédit s'écrit :

$$\Delta^{(i)} = \mathcal{M}(x^{(i)}) - \hat{\mathcal{M}}_{\mathcal{X} \setminus i}(x^{(i)})$$

L'erreur en moyenne ("leave-one-out") est calculée comme suit :

$$I_{\mathcal{X}}^*[\hat{\mathcal{M}}] = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (\Delta^{(i)})^2$$

Cette quantité représente l'erreur de l'approximation de CP basée sur  $\mathcal{X}$ . Enfin, le coefficient  $Q^2$  est calculé par :

$$Q^2 = 1 - \frac{I_{\mathcal{X}}^*[\hat{\mathcal{M}}]}{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (\mathcal{M}(x^{(i)}) - \bar{y})^2} \quad (\text{C.11})$$

En principe, le calcul de  $I_{\mathcal{X}}^*[\hat{\mathcal{M}}]$  exige une minimisation par moindres carrés pour chaque expérience  $\mathcal{X} \setminus i$ . Cela représente un coût de calcul considérable. Cependant (Saporta 2006) montre que  $I_{\mathcal{X}}^*[\hat{\mathcal{M}}]$  peut être déterminé analytiquement à partir des coefficients du modèle d'approximation  $\hat{\mathcal{M}}$ . En effet,

$$\Delta^{(i)} = \frac{\mathcal{M}(x^{(i)}) - \hat{\mathcal{M}}_{\mathcal{X}}(x^{(i)})}{1 - h_i}$$

où :  $h_i$  est le  $i^{\text{ème}}$  terme diagonal de la matrice  $\Psi(\Psi^T \Psi)^{-1} \Psi^T$ , soit :

$$\Psi_{ij} = \left( \psi_{\alpha_j}(x^{(i)}) \right)_{\substack{i=1, \dots, N \\ j=0, \dots, P-1}}$$



### C.2.5 Chaos polynomial creux

La limite de la méthode du chaos polynomial présentée ci-dessus est le coût de calcul lorsque la dimension  $M$  est élevée et  $p$  est de degré élevé.

La stratégie usuelle de troncature du chaos polynomial est:

- Ne conserver que les polynômes dont le degré total n'excède pas  $p$  (le nombre de termes  $P$  est alors donné par (C.3).
- Effectuer un nombre de réalisation  $N \geq P$  pour résoudre le problème de régression lors de l'ajustement des moindres carrés.

Parmi les étapes de calcul présentées, l'ajustement par moindres carrés, en particulier l'inversion de la matrice  $\Psi^T \Psi$  (voir (C.5))<sup>26</sup>, exige un coût de calcul important. A titre d'exemple, avec  $M=7$  et  $p=10$ , l'inversion de  $\Psi^T \Psi$  de dimension de 19448x19448 devient énorme.

Pour éviter ce problème, une solution est de construire un chaos polynomial creux. Par la suite, nous présentons deux méthodes usuelles qui peuvent répondre à ce besoin : troncature hyperbolique et sélection de variables. Ces méthodes sont indépendantes l'une de l'autre, elles peuvent donc être appliquées en même temps.

### C.2.6 Troncature hyperbolique

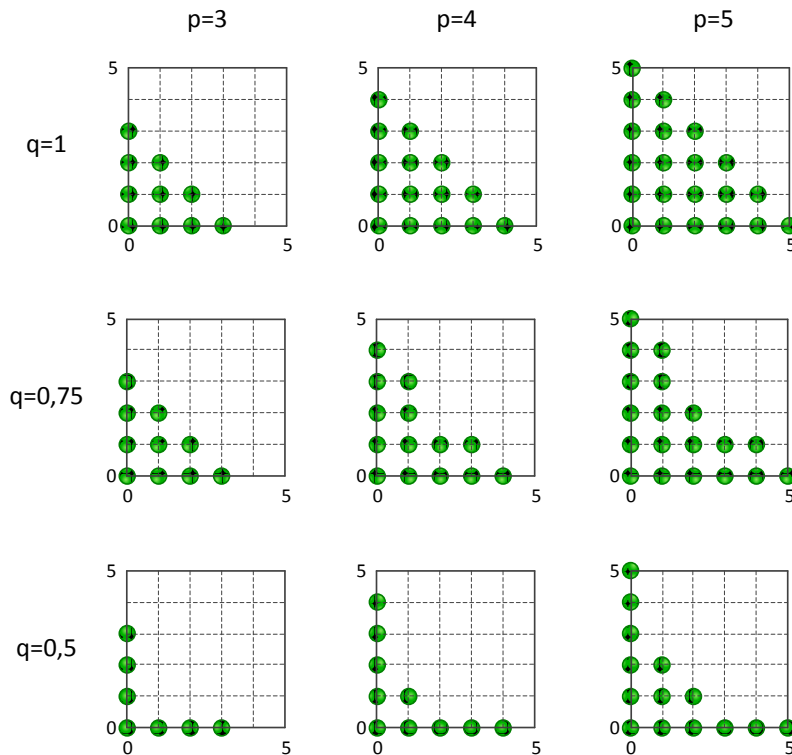


Figure C.1 - Evolution de l'ensemble de multi indices  $\mathcal{A}_q^{M,p}$  lors de variation de  $q$  avec  $p=3,4,5$  et avec  $M=2$ . L'axe  $x$  ( $y$ ) correspond au degré partiel de variable  $X_1$  ( $X_2$ )

<sup>26</sup> Bien qu'il existe des méthodes plus « robustes » qu'inverser la matrice  $\Psi^T \Psi$ , le coût de calcul de cette étape reste toujours considérable.

On part du « principe de hiérarchie des effets » : la plupart des modèles physiques sont gouvernés par les effets principaux et les interactions d'ordre faible. Il convient donc de sélectionner un CP contenant des polynômes de faible ordre d'interaction.

On tronque le CP en utilisant l'ensemble des multi indices basés sur la « norme-q »,  $0 < q \leq 1$  :

$$\mathcal{A}_q^{M,p} = \left\{ \alpha \in \mathbb{N}^M : \|\alpha\|_q \equiv \left( \sum_{i=1}^M \alpha_i^q \right)^{\frac{1}{q}} \leq p \right\}$$

On remarque que le cas  $q=1$  correspond à la troncature usuelle (C.2). Plus  $q$  est faible, plus la norme pénalise les ordres élevés d'interaction, et par conséquent, plus le nombre de termes dans l'approximation de CP est réduit. La Figure C.1 donne un exemple en cas de 2 variables ( $M=2$ ). L'ordre de  $p$  varie entre 3 et 6. La norme  $q$  est testée pour 3 valeurs 1, 0,75 et 0,5.

### C.2.7 Méthode de sélection de variables

Le principe est de privilégier les polynômes de base ayant les plus forts « impacts » sur le modèle  $\mathcal{M}$ . Les impacts peuvent être quantifiés par les coefficients de corrélation entre les polynômes de base et le modèle  $\mathcal{M}$ . Par définition, le coefficient de corrélation entre deux variables A et B est :

$$\text{corr}(A, B) = \frac{E[(A - \mu_A)(B - \mu_B)]}{\sigma_A \sigma_B}$$

## C.3 Procédure de calcul

Afin de déterminer les incertitudes et les indices de sensibilité, les étapes principales sont les rappelées ci-dessous :

- On choisit le nombre de variables  $M$ , le degré souhaité du CP  $p$  et la « norme- $q$  »
- On sélectionne  $N$  réalisations de  $\mathbf{X} \{X^{(1)}, \dots, X^{(N)}\}$  selon la distribution de  $\mathbf{X}$  puis on calcule  $N$  réponse  $Y \{Y^{(1)}, \dots, Y^{(N)}\}$  selon le modèle  $\mathcal{M}$ .
- La troncature hyperbolique et la méthode de sélection de variables sont appliquées pour construire un CP creux.
- Le modèle approximatif est déterminé en calculant les coefficients du CP creux par ajustement des moindres carrés.
- L'incertitude et les indices de sensibilité sont déterminés par (C.8) et (C.10).
- Le coefficient  $Q^2$  est calculé par (C.11) pour vérifier si l'approximation (C.2) est bonne. Il faut noter qu'au lieu de choisir le degré souhaité  $p$ , on peut choisir une précision cible  $Q_c^2$ . On utilise une itération qui augmente la valeur de  $p$  par unité jusqu'au moment où la précision  $Q^2$  calculée atteint  $Q_c^2$ .

## C.4 Etude de cas

Cette partie présente un exemple utilisant le CP sur la méthode de mesure de référence présentée dans le Chapitre 4. Le fluide frigorigène est le R410A et la corrélation de taux de vide utilisée est le modèle de Premoli (Premoli, Francesco et Prina 1971). Pour l'ordre  $p=3$ , le CP est déterminé avec le

facteur  $Q^2 = 1,0$ . Pour une autre corrélation de taux de vide, il serait éventuellement nécessaire de retenir un ordre plus élevé pour avoir la même précision.

L'incertitude relative de la puissance calorifique est 2,5 %. Ceci est dû principalement à la concentration d'huile ( $S_i=68,6\%$ ). Cette dernière n'est pas mesurée mais supposée égale à 0,02 avec une incertitude de  $\pm 0,02$ .

Variable	Valeur	Incertainitude absolute	Unité	Indice de sensibilité $S_i$
Température en entrée	60	0,8	°C	19,51%
Pression en entrée	30	0,075	bar	0,37%
Température en sortie	38	0,8	°C	0,01%
Pression en sortie	29,8	0,075	bar	0,68%
Débit massique	200	0,4	kg/h	0,69%
Masse volumique	400	0,8	kg/m <sup>3</sup>	0,24%
Diamètre du tuyau	0,008	0,001	m	9,92%
Concentration massique de l'huile	0,02	0,02	-	68,57%
Puissance calorifique	6599	164	W	
Incertainitude relative	2,5%			

## C.5 Conclusion

Etant donnée une variable  $Y$  qui dépend de plusieurs variables mesurées, la méthode du chaos polynomial (CP) permet de construire une formule analytique approximative de  $Y$  avec une précision donnée. Une fois la formule approximative établie, l'incertitude de  $Y$  ainsi que les indices de sensibilité sont facilement obtenus.

Il est important de construire le CP creux afin de limiter le coût de calcul. Deux solutions peuvent être appliquées : troncature hyperbolique et méthode de sélection des variables.



## Références

- ASHRAE. "Fundamentals Handbook." Chap. 6. 2001.
- Baroczy, C. J. "Correlation of liquid fraction in two-phase flow with application to liquid metals." *Chemical Engineering Progress* 61, 1965: 179–191.
- Bensler, H. P. *Détermination de l'aire interfaciale du taux de vide et du diamètre moyen de Sauter dans un écoulement à bulles à partir d'un faisceau d'ultrasons*, PhD Thesis. Institut National Polytechnique de Grenoble, France, 1990.
- Blatman, G. *Adaptive sparse polynomial chaos expansions for uncertainty propagation and sensitivity analysis*. Thesis - Université Blaise Pascal - Clermont II, 2009.
- Comte-Bellot, G., and J-P. Schon. *Anémomètres à fil ou film chaud*. Techniques de l'ingénieur, 1978.
- Conde, M.R. "Estimation of thermophysical properties of lubricating oils and their solutions with refrigerants: an appraisal of existing methods." *Applied Thermal Engineering*, 1996: Vol.16, 51-61.
- COSTIC. *Pompes à chaleur en habitat individuel*. Projet EU-CERT.HP; AFPAC, 2004.
- Cretinon, B. *Hygromètre-Guide de choix, Etalonnage, Utilisation*. Techniques de l'ingénieur, 2004.
- Cuevas, C., and J. Lebrun. "Testing and modelling of a variable speed scroll compressor." *Applied Thermal Engineering* 29, 2009: 469–478.
- Demaya, M. B., C. A. Flescha, and A. P. Rosa. "Indirect measurement of hermetic compressor speed through externally-measurable quantities." *International Journal of Refrigeration*, 2011.
- Dupuis, T., and G. Delmas. *Métrologie en génie climatique*. Paris: Dunot, 2009.
- EN14511. "Norme EN 14511; Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération des locaux." Janvier 2008.
- Endress-Hausser. <http://www.fr.endress.com/>. (accessed 2009).
- Fahlén, P. *Methods for commissioning and performance checking of heat pumps and refrigeration equipment*. Gothenburg: Chalmers University of Technology, 2004.
- Hughmark, G. A. "Holdup in gas-liquid flow." *Chemical Engineering Progress* 58, 1962: 62-65.
- Ichikawa, T., A. Won, and S. Yashida. "Study on Running Performance of a Split-type Air conditioning System Installed on a University Campus in Suburban Tokyo." *Climat 2007 WellBeing Indoors*. 2007.
- Incropera, F. P., and D. P. DeWitt. *Fundamentals of heat and mass transfer*. USA: John Wiley & Sons, 2002.
- Ishii, M., and T. Hibiki. *Thermo-fluid dynamics of two-phase flows*. Springer, 2006.
- Kadir, B. *Mesure de débit par ultrasons - Mesure en conduite pleine*. Techniques de l'Ingénieur, 2004.

## Références

Kimo. <http://www.kimo.fr>. (accessed 2009).

KROHNE. <http://www.krohne.fr/>. (accessed 2009).

Lemonnier, H. *Ecoulements et transferts thermiques; Cours de l'école Polytechnique*. France, 2008.

Liley, P.E, and W.R. Gambill. "Physical and chemical data." In *Chemical Engineering Handbook, 5th edition*, 226-250. New York: McGraw-Hill, 1973.

LNE. *Guide d'utilisation des capteurs de température de surface. Projet AQCEN, Ministère de l'Economie des Finances et de l'Industrie*. Laboratoire national de métrologie et d'essais , 2004.

Ma, X., G. Ding, P. Zhang, W. Han, S. Kasahara, and T. Yamaguchi. "Experimental validation of void fraction models for R410A air conditioners." *International journal of refrigeration* 32, 2009: 780-790.

Marchio, D., and Sila F. "Modèle simple de système de climatisation à débit de réfrigérant variable en vue d'un calcul prévisionnel de consommation." 2004.

Mitsubishi Electric. <http://www.chauffage-pac.com> et <http://www.zubadan.fr>. (accessed 2010).

NF 13005. "Norme ENV 13005; Guide pour l'expression de l'incertitude de mesure." Août 1999.

NIST. "Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database-Version 8.0." 2009.

ONERA. <http://www.onera.fr>. (accessed 2009).

Poggi, F., H. Macchi-Tejeda, D. Leducq, and A. Bontemps. "Refrigerant charge in refrigerating systems and strategies of charge reduction." *International Journal of Refrigeration* 31, 2008: 353-370.

Premoli, A., D. D. Francesco, and A. Prina. "A dimensional correlation for evaluating two-phase mixture density." *La Termotecnica* 25, 1971: 17-26.

Ribreau, C., J-P. Renaudeau, M. Bonis, and J. Beaufront. *Pressions usuelles dans les fluides-Mise en oeuvre des mesures*. Techniques de l'Ingénieur, 2002.

Ribreau, C., M. Bonis, and J. Beaufront. *Pressions usuelles dans les fluides-Capteurs et transmetteurs*. Techniques de l'Ingénieur, 2000.

Rice, C.K. "The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions." *ASHRAE Transactions*, 1987: Vol.93, Pt.1, No.3035, pp.341-367.

Rivière, P. *Seasonal performance of chillers, Thèse de doctorat*. Ecole des Mines de Paris, 2004.

Rivière, P., M. Coevoet, C. T. Tran, and R. Nordman. "SEPOMO (Heat Pump Seasonal Performance Monitoring) Project, D4.1. guideline for air to air heat pump field measurements. Contract for the European Communities. Contract No.: IEE/08/776/SI2.529222." 2010.

Saporta. "Probabilités, analyse des données et statistique." *Editions Technip (2nd ed.)*, 2006.

Smith, S.L. "Void fractions in two-phase flow. A correlation based upon an equal velocity head model." *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers* 184. 1969. 647-664.

- Sobol', I. "Sensitivity estimates for nonlinear mathematical models." *Math. Modeling & Comp. Exp.* 1, 1993: 407-414.
- Teodorese, V., L. Detroux, and J. Lebrun. *Testing of a room air conditioner - High class RAC test results-Medium class RAC test results*. Liège: Université de Liège, 2007.
- Tran, C. T., P. Rivière, D. Marchio, and C. Arzano-Daurelle. "Methodes de mesure des performances saisonnieres in situ des pompes a chaleur air/air." *Revue Générale du Froid & du Conditionnement d'Air* 1116, 2011b.
- Tran, C. T., P. Rivière, D. Marchio, and C. Arzano-Daurelle. "Refrigerant-based measurement method of heat pump seasonal performances." *International Journal of Refrigeration* 35, 2012: 1583-1594.
- Tran, C. T., P. Rivière, D. Marchio, C. Arzano-Daurelle, and M. Coevoet. "On side refrigerant measurement of heat pump seasonal performances." *10th IEA Heat Pump Conference*. Tokyo, 2011a.
- Woldesemayat, M. A., and A. J. Ghajar. "Comparison of void fraction correlations for different flow patterns in horizontal and upward inclined pipes." *International Journal of Multiphase Flow* 33, 2007: 347–370.
- Youbi-Idrissi, M., J. Bonjour, M.F. Terrier, F. Meunier, and C. Marvillet. "In-situ measurements of enthalpy change on an evaporator working with r407c: effect of oil presence." *Eurotherm 72th*. Valence, 2003. 104-109.
- Zehnder, M. *Efficient air-water heat pumps for high temperature lift residential heating including oil migration aspects. PhD thesis*. Lausanne: Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2004.
- Zivi, S.M. "Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production." *Journal of Heat Transfer* 86, 1964: 247-252.







## Méthodes de mesure in situ des performances annuelles des pompes à chaleur air/air résidentielles

**RESUME :** Aujourd'hui, la pompe à chaleur (PAC) est largement utilisée pour les applications de chauffage du bâtiment en raison de ses bonnes performances énergétiques. Elle est même considérée comme une source d'énergie renouvelable et, selon la Directive Européenne 2009/28/CE, la part «renouvelable» de l'énergie produite doit être calculée à partir de la performance annuelle. Il est donc important d'être à même de mesurer cette dernière. Or, il n'existe pas, pour les PAC air/air, de méthode fiable et simple permettant de mesurer la performance chez le client pendant une saison.

Dans ce contexte, la thèse propose deux méthodes in situ qui répondent à ce besoin. La première est basée sur des mesures non-intrusives des propriétés du fluide frigorigène. Elle utilise le bilan énergétique du compresseur pour déterminer le débit du fluide. La deuxième, fondée sur les mesures côté air, utilise un ensemble de capteurs à fil chaud afin de mesurer le débit et les températures d'air.

La thèse développe également une méthode de mesure intrusive du fluide frigorigène, qui n'est pas adaptée aux conditions in situ mais sert de référence pour valider les deux méthodes in situ. Les résultats expérimentaux montrent que la méthode de référence est précise non seulement en conditions stabilisées mais également en fonctionnement dynamique (y compris lors des dégivrages).

La validation des deux méthodes in situ a été réalisée par une campagne d'essais spécifique en laboratoire. Une suite intéressante de la thèse consistera à intégrer la méthode non intrusive côté frigorigène directement dans l'équipement de mesure et d'affichage de la PAC.

**Mots clés :** pompe à chaleur air/air, performance saisonnière, mesure in situ, débitmètre Coriolis, capteur à fil chaud, expérimentation, fluide frigorigène, air humide

## In situ measurement methods of residential air-to-air heat pump annual performances

**ABSTRACT:** Today, heat pumps (HP) are widely used as heating systems in building thanks to their high energy efficiency. They are even considered as a source of renewable energy and, according to the EU Directive 2009/28/EC, the amount of renewable energy has to be calculated from the annual performance. Therefore, it is important to be able to measure the annual performance. However, concerning the air-to-air HP there is no reliable and simple method which allows measuring the performance in situ during at least a season.

In this context, the thesis proposes two in situ methods that could fill this gap. The first one is based on non-intrusive measurements on refrigerant side. It uses a compressor energy balance to determine the flow rate. The second one, based on air measurements, uses a distribution of hot-wire sensors to determine the air flow rate and temperatures.

The thesis also develops an intrusive refrigerant method, which is not necessarily adapted for in situ conditions but can be used as a reference to validate the in situ methods. The experimental results show that the reference method is accurate both in stationary conditions and in dynamic operations (including during defrosting period).

The validation of the in situ methods was performed by a specific test campaign in laboratory. As a perspective, the thesis makes it possible to develop on-board measurement methods using non-intrusive refrigerant sensors, providing an opportunity for manufacturers to display the in situ performance in real time.

**Keywords :** air-to-air heat pump, seasonal performance, in situ measurement, Coriolis flow meter, hot-wire sensor, experimentation, refrigerant, moist air